

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

Рецензент Ю. И. Тимофеев

Доброхотов В. И., Жгулев Г. В.
Д 56 Эксплуатация энергетических блоков. — М.: Энергоатомиздат, 1987. — 256 с.: ил.

В книге изложены правила и нормы пуска, эксплуатации и остановки энергоблоков мощностью 300, 500, 800 и 1200 МВт сверхкритического давления, работающих на различных видах топлива. Рассмотрены стационарные и переходные режимы как блоков в целом, так и отдельных его элементов: котлов, турбин, трубопроводов и вспомогательного котлотурбинного оборудования. Уделено внимание специальным вопросам: надежности работы металла оборудования и ведению водно-химических режимов.

Книга рассчитана на инженерно-технических работников тепловых электростанций, энергетических управлений, научно-исследовательских, проектных и наладочных организаций.

Д 2303030000-365
051(01)-87 216-86

ББК 31.37

© Энергоатомиздат, 1987

ПРЕДИСЛОВИЕ

Эксплуатация на современных тепловых электростанциях энергетических блоков сверхкритического давления (СКД) требует от персонала тщательного изучения их устройства, глубоких знаний процессов, протекающих в конструктивных узлах и элементах. Предлагаемая книга является попыткой создания пособия по эксплуатации как всего теплоэнергетического блока в целом, так и отдельных его элементов: котла, турбины, трубопроводов и вспомогательного оборудования. Наибольшая трудность создания такого пособия заключается в многообразии типов и конструкций выпущенных ранее и изготавлиющихся в настоящее время блоков СКД.

Современные блоки СКД работают на различных видах топлива и имеют существенные конструктивные отличия, что определяет различный подход к вопросам их эксплуатации. Эксплуатация всех без исключения блоков СКД имеет ряд общих положений, вытекающих из единого принципа работы и одинаковых конструктивных решений. Это и послужило предпосылкой создания данного пособия по эксплуатации блоков СКД различных типов и мощностей. Несмотря на большое количество информации, выпущенной по блокам СКД, материал по эксплуатации их до сих пор не систематизирован. Второй не менее важной задачей было обобщение передового опыта обслуживания котельного и турбинного оборудования блоков СКД и освещение новых технических решений, направленных на повышение экономичности и надежности эксплуатации блоков СКД.

Авторы стремились изложить материал достаточно полно и в то же время без чрезмерного усложнения текста формулами, выводами, стремясь к его доступности читателям с различной степенью технической подготовки. Более подробно информацию по конкретным вопросам можно получить в литературе, список которой прилагается.

Книга по своей структуре и характеру изложения является тематическим продолжением выпущенной издательством «Энергия» книги «Пуск и наладка энергоблоков», а также книг «Котельные и турбинные установки энергоблоков мощностью 500 и 800 МВт. Создание и освоение» и «Водно-химические режимы и надежность металла энергоблоков мощностью 500 и 800 МВт».

Авторы выражают глубокую признательность канд. техн. наук Б. И. Шмуклеру за тщательный труд по научному редактированию, а также ценные советы по усовершенствованию рукописи. Авторы выражают также благодарность канд. техн. наук, доц. И. Г. Шелепову, инж. В. И. Горину и Ю. И. Тимофееву за замечания и предложения, высказанные ими при рецензировании рукописи.

Материал книги при написании между авторами распределился следующим образом: введение, гл. 3 написаны В. И. Доброхотовым, гл. 2, 4—6 — Г. В. Жгулевым, гл. 1 — совместно.

Авторы с благодарностью примут все замечания и пожелания читателей, которые следует направлять по адресу: 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10, Энергоатомиздат.

Авторы

ВВЕДЕНИЕ

Повышение технико-экономических показателей работы блоков является постоянной задачей эксплуатационного персонала, и значение показателей работы блоков 300, 500 и 800 МВт с каждым годом будет возрастать по всей группе конденсационного оборудования тепловых электростанций. К числу основных показателей, которые должны быть под постоянным контролем эксплуатационного персонала, относятся:

по котлу — потери теплоты с уходящими газами и с механическим недожогом, присосы воздуха, температура уходящих газов и холодного воздуха, расход электроэнергии на пылеприготовление, тягу и дутье, питательные насосы;

по турбине — параметры пара, температуры питательной воды и охлаждающей воды на входе в конденсатор, вакуум, присосы воздуха в вакуумную систему, расход электроэнергии на собственные нужды, в том числе на циркуляционные насосы;

по блоку — качество и количество топлива, коэффициенты использования рабочего времени, установленной мощности и готовности, доля времени работы на одном корпусе, количество остановов блока, в том числе неплановых, расход электроэнергии на собственные нужды, потери пара и конденсата, удельный расход электроэнергии на отпущенный 1 кВт·ч.

Об основных технико-экономических показателях мощных энергетических блоков тепловых электростанций, которые приняты при проектировании ряда электростанций, можно судить [1.22] по данным табл. В.1. В табл. В.2 приведены показатели, полученные при эксплуатации указанных электростанций за 1984 г.

Таблица В.1. Сопоставление основных проектных технико-экономических показателей электростанций с блоками 300, 500 и 800 МВт

Наименование	Костромская ГРЭС	Запорожская ГРЭС	Ермаковская ГРЭС	Экибастузская ГРЭС
Проектная мощность электростанции, МВт	2400	2400	2400	4000
Состав оборудования, шт. × МВт	8 × 300	3 × 800	8 × 300	8 × 500
Топливо	Мазут	Мазут	Уголь	Уголь
Расход электроэнергии на собственные нужды, %	2,75	2,15	4,7	4,6
Удельный расход условного топлива, г/(кВт·ч)	330	322	340	336
Штатный коэффициент (общий), чел/МВт	0,623	0,5	0,91	0,4
Удельные показатели по главному корпусу:				
объем, м³/кВт	0,66	0,48	0,88	0,86
площадь застройки, м²/кВт	0,018	0,011	0,021	0,015

Характер изменения отдельных технико-экономических показателей работы блоков приведен в табл. В.3. Из сопоставления данных табл. В.1 и В.2 видно, что эксплуатация блоков на Костромской и Запорожской ГРЭС ведется с показателями по удельному расходу топлива лучше проектных, в то же время эксплуатация блоков 300 и 500 МВт на экибастузском угле далека от проектных значений. Вместе с тем опыт лучших электростанций показывает реальную возможность достижения проектных показателей также и на Ермаковской и Экибастузской ГРЭС. Лучших показателей в 1985 г. по экономичности достигли следующие электростанции:

Электростанция	Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)
Средне-Уральская ГРЭС с блоками 300 МВт, преимущественно на газе	314,4
Костромская ГРЭС с блоками 300 МВт на мазуте	316,0
Рефтинская ГРЭС с блоками 300 МВт на экибастузском угле	330,6
Рефтинская ГРЭС с блоками 500 МВт на экибастузском угле	328,4
Запорожская ГРЭС с блоками 800 МВт на мазуте	319,1

До последнего времени система экономического стимулирования персонала электростанций при использовании в качестве фондообразующего и фондокорректирующего показателя прибыли приводила в ряде случаев к стремлению перевыполнить план производства энергии и, как следствие этого, к перерасходу топлива. Стимулирование же сверхпла-

Таблица В.2. Эксплуатационные показатели работы электростанций за 1984 г.

Наименование	Костромская ГРЭС	Запорожская ГРЭС	Ермаковская ГРЭС	Экибастузская ГРЭС
Мощность электростанции, МВт	2400	2400	2400	4000
Состав оборудования, шт. × МВт	8 × 300	3 × 800	8 × 300	8 × 500
Топливо	Мазут 62%, газ 38%	Мазут	Уголь экибастузский 98%, мазут 2%	Уголь 93%, мазут 7%
Расход электроэнергии на собственные нужды, %	2,78	1,99	5,48	5,70
Удельный расход условного топлива, г/(кВт·ч)	316,0	318,8	359,0	367,5

Таблица В.3. Техничко-экономические показатели блоков, установленных на тепловых электростанциях

Наименование	Блоки 300 МВт		Блоки 500 МВт		Блоки 800 МВт	
	1980 г.	1985 г.	1980 г.	1985 г.	1980 г.	1985 г.
Коэффициент использования установленной мощности энергоблоков, %	71,0	68,7	69,2	64,1	66,0	66,7
Удельный расход условного топлива на 1 кВт·ч отпущенной энергии, г	334,8	341,3	342,3	346,3	327,3	329,8
Расход электроэнергии на собственные нужды на производство электроэнергии, %	4,2	4,41	4,55	4,64	2,6	2,56

нового снижения удельного расхода топлива на отпущенный киловатт-час повышало заинтересованность персонала в использовании дефицитных видов топлива и приводило на теплофикационных турбинах к снижению конденсационной выработки электроэнергии.

В XII пятилетке в качестве основного планируемого фондообразующего и фондокорректирующего показателя принят коэффициент эффективности использования установленной мощности, а показатель удельного расхода топлива устанавливается в качестве расчетной нормы при определении фондов на топливо. Премирование персонала осуществляется за выполнение задания по повышению эффективности использования установленной мощности, безаварийную работу и за неперевышение расхода энергии на ее транспорт в сетях. Персонал премируется за достижение нормативных показателей удельного расхода топлива, исходя из фактических режимов работы оборудования и абсолютной экономии топлива [1.21].

Наиболее характерные причины, приводящие к понижению экономичности работы блоков, связаны с отклонением от нормы вакуума из-за загрязнения трубной системы конденсаторов, повышенными присосами воздуха в вакуумную систему, недогревом питательной воды вследствие частого выхода из работы ПВД, повышением температуры уходящих газов, повышением присосов воздуха в газовый тракт котла из-за процессов коррозии и неудовлетворительного регулирования уплотнений РВП, повышением потерь пара и конденсата из-за образования свищей и неплотностей запорной и регулирующей арматуры, заносом солями проточной части турбин. На экономичности работы блока сказываются также ограничения по его нагрузке из-за шлакования поверхностей нагрева котла и роста температуры колодок подшипников турбины, работа блока с одним корпусом котла (при дубль-блоке), увеличение участия в регулировании графиков нагрузок энергосистем, увеличение длительности простоя оборудования в неплановом ремонте.

Повышенный расход электроэнергии на собственные нужды энергоблоков во многих случаях определяется работой циркуляционных насосов, износом лопаток дымососов, неудовлетворительной работой металлоуловителей и щепуловителей тракта топливоподачи, что приводит к аварийным остановам молотковых мельниц и ухудшению работы бункеров и питателей сырого угля и т. д. Так, например, потери пара и конденсата на блоке во многом зависят от количества неплановых пусков блока, организации на электростанции возврата конденсата от мазутных хозяйств, количества воды, расходуемой на регенерацию фильтров, наличия течей и парений, состояния арматуры, совершенства дренажной системы котла, расхода воды на химические очистки котлов и на отмывки при их пуске и т. п.

Одним из решающих факторов, влияющих на повышение технического уровня эксплуатации блочных электростанций, является комплексная автоматизация технологических процессов, начиная от узлов разгрузки топлива и кончая выдачей электрической энергии в сеть. Решение этой задачи позволяет повысить качество поддержания параметров пара и воды, расширить зону охвата автоматическим регулированием процессов, которые в настоящее время производят вручную (например, пуск, останов, нагружение основного и вспомогательного оборудования блока). Современные научно-технические средства дают возможность поднять на новую качественную ступень систему регулирования наиболее ответственных узлов блока, а имеющиеся методы обработки информации по работе отдельных агрегатов позволяют выбирать и оптимизировать режимы работы блоков в зависимости от различных факторов.

В первую очередь для этого необходимы программы и алгоритмы, позволяющие обрабатывать оперативную информацию о работе отдельных элементов блока и его технико-экономические показатели.

Расчет технико-экономических показателей (ТЭП) — одна из основных функций автоматизированной системы управления (АСУ) блока, позволяющей получать информацию об экономичности непосредственно по ходу технологического процесса и использовать ее для оптимизации режимов работы оборудования, а также для прогнозирования сроков его ремонта. Для реализации этой функции разработан типовой технологический алгоритм расчета технико-экономических показателей конденсационных блоков 300, 500, 800 и 1200 МВт. Решения, принятые в типовом алгоритме, базируются на действующих директивных материалах [1.23, 1.24], регламентирующих расчет и нормирование показателей экономичности тепловых электростанций. В соответствии со своим назначением типовой алгоритм предусматривает выполнение следующих задач: унификацию функций автоматизированного расчета технико-экономических показателей, вычисление фактических и нормативных показателей и соответственно перерасхода или экономии топлива, расчет технико-экономических показателей пуска и останова, анализ режима работы и состояния оборудования блока, характеризующих его экономичность, представление текущей информации на основе выполненных расчетов.

Реализация алгоритма расчета технико-экономических показателей позволяет в любой момент определить действительное состояние оборудования, характеризующего его экономичность, производить текущий анализ качества его эксплуатации, контролировать деятельность оперативного и обслуживающего персонала, оценивать качество эксплуатации, проводить эксплуатационные испытания оборудования для выявления наиболее экономичных режимов работы, автоматизировать сбор, обработку и составление соответствующей отчетной документации.

Выполнение всего комплекса рекомендуемых типовым алгоритмом мероприятий позволяет обеспечить определение технико-экономических показателей с погрешностью не более 1,5%. Получаемая информация может использоваться персоналом непосредственно в процессе оперативного управления блоком.

Данная форма представления информации позволяет персоналу наиболее полно оценить качество эксплуатации и постоянно контролировать показатели, характеризующие экономичность блока и его отдельных элементов, и разрабатывать конкретные мероприятия по повышению экономичности работы блока.

Глава первая

РЕЖИМЫ ПУСКА И ОСТАНОВА БЛОКОВ

1.1. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ОРГАНИЗАЦИИ РЕЖИМОВ ПУСКА БЛОКОВ

Технология пусков блоков электростанций определяется особенностями пусковых схем и исходными температурными состояниями узлов оборудования — котла, паропроводов, турбины.

В блоках сверхкритического давления (СКД) с различными пусковыми схемами по-разному решены проблемы обеспечения пусковых режимов [1.1—1.10]. Особенно это относится к блокам первых выпусков,

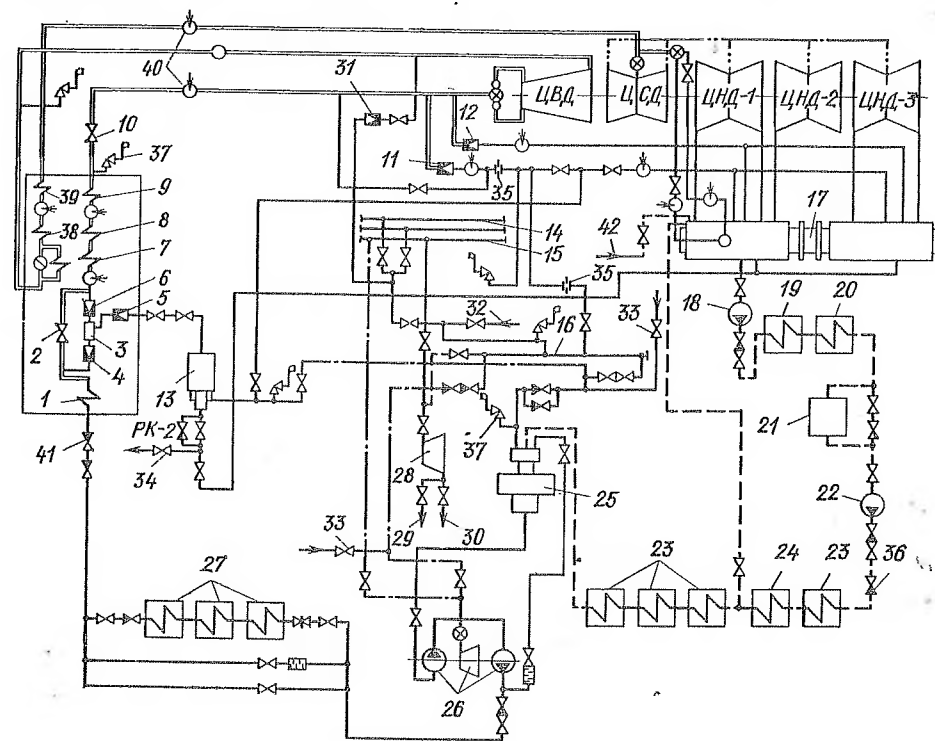


Рис. 1.1. Упрощенная пусковая схема блока 800 МВт:

1 — испарительные поверхности нагрева котла; 2 — встроенная задвижка (ВЗ); 3 — встроенные сепараторы (ВС); 4, 5, 6 — клапаны Др-1, Др-2, Др-3; 7 — ширмовый пароперегреватель; 8, 9 — конвективный пароперегреватель соответственно I и II ступеней; 10 — главная паровая задвижка (ГПЗ); 11 — пускосбросное устройство собственных нужд (ПСБУ СН); 12 — пускосбросное устройство сброса в конденсатор (ПСБУ С); 13 — растопочный сепаратор (РС-2); 14 — общестанционные магистрали холодного пара с температурой 250 °С; 15 — общестанционная магистраль «горячего» пара с температурой 380 °С; 16 — коллектор собственных нужд блока (КСН); 17 — конденсатор турбины; 18 — конденсатный насос I ступени (КЭН-I); 19 — охладитель газоохладителей; 20 — охладитель пара из уплотнений турбины; 21 — блочная обессоливающая установка (БОУ); 22 — конденсатный насос II ступени (КЭН-II); 23 — подогреватели низкого давления (ПНД); 24 — охладитель пара из уплотнений турбины; 25 — деаэрактор; 26 — турбопитательный насос (ТПН); 27 — подогреватели высокого давления (ПВД); 28 — приводная турбина воздухоудлики (ТВ); 29 — отвод пара к ПНД № 2; 30 — отводы пара к калориферам; 31 — редукционная установка (РУ 40/13); 32 — подвод пара от IV отбора турбины; 33 — подвод пара от III отбора турбины; 34 — сброс воды в циркуляционный канал; 35 — ограничительная шайба; 36 — регулирующий клапан уровня в конденсаторе; 37 — предохранительный клапан; 38, 39 — промежуточный пароперегреватель соответственно I и II ступеней; 40 — впрыск; 41 — регулирующий питательный клапан (РПК) котла; 42 — подвод обессоленной воды.

пусковые схемы которых отличались наличием пусковых (растопочных) сепараторов (выносных или встроенных), схемой байпасирования турбины (одноступенчатой или двухступенчатой), способом прогрева системы промпрегрева и др.

Пусковые схемы блоков СКД всех ступеней мощности в 70-е годы были типизированы, и пуски всех блоков в настоящее время проводятся с использованием единой унифицированной технологии — по сепараторному режиму с отключенным пароперегревателем в начальной стадии пуска, за исключением пуска блоков из горячего резерва.

Принципиальной особенностью типовых пусковых схем блоков СКД с прямоточными котлами, оборудованными встроенными сепараторами (рис. 1.1 и 1.2), является возможность получения низкого начального давления свежего пара перед турбиной. Пониженное давление свежего пара за котлом при пусках позволяет рационализировать режимы прогрева толстолистовых элементов оборудования, производить разворот турбины и синхронизацию генератора регулирующими клапанами при открытых главных паровых задвижках (ГПЗ). При этом отработаны пусковые режимы блоков всех ступеней мощности, определены критерии, обеспечивающие возможность проведения пусков блоков из различных тепловых состояний (табл. 1.1), разработаны графики-задания пусков (рис. 1.3—1.5). Указанные положения отражены в [1.11—1.13]. Ниже

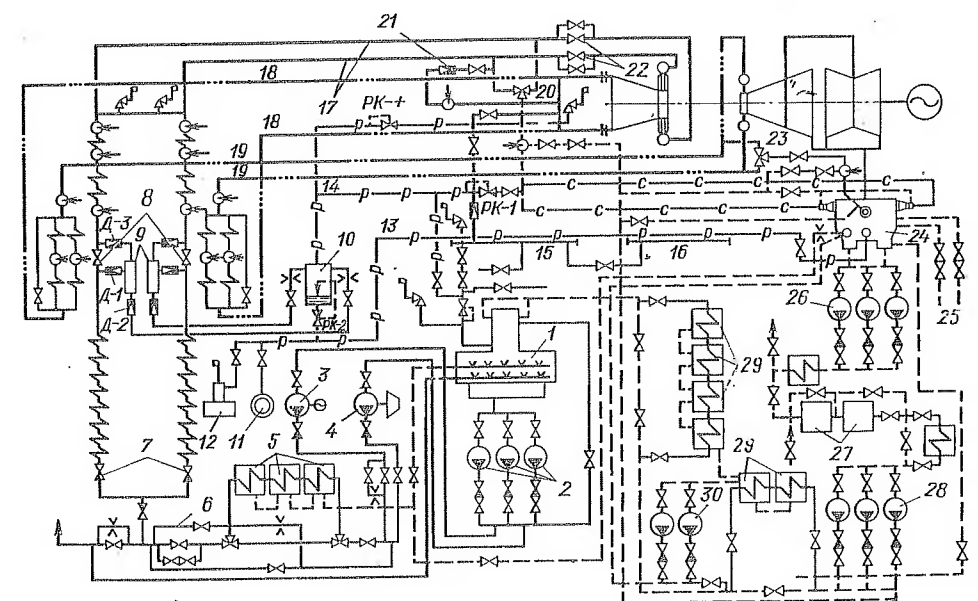


Рис. 1.2. Упрощенная пусковая схема блока 300 МВт:

1 — деаэрактор; 2 — бустерные питательные насосы (БПН); 3 — питательный электронасос (ПЭН); 4 — турбопитательный насос (ТПН); 5 — подогреватели высокого давления (ПВД); 6 — питательный байпас с набором дроссельных шайб; 7 — регулирующие питательные клапаны (РПК) котла; 8 — встроенные задвижки (ВЗ); 9 — встроенные сепараторы; 10 — растопочный сепаратор 2 МПа (20 кгс/см²) РС-2; 11 — сливной циркуляционный водовод; 12 — бак грязного конденсата (БГК) с расширителем; 13 — сброс воды из растопочного сепаратора РС-2; 14 — отвод пара из растопочного сепаратора РС-2; 15 — коллектор собственных нужд (КСН) блока; 16 — общестанционные магистрали 1,3 МПа (13 кгс/см²); 17 — паропроводы свежего пара; 18 — паропроводы холодного промпрегрева (ХПП); 19 — паропроводы горячего промпрегрева (ГПП); 20 — пускосбросное быстродействующее устройство (ПСБУ); 21 — редукционно-охладительная установка (РОУ) прогрева промпрегрева; 22 — главные паровые задвижки (ГПЗ); 23 — сбросный клапан из ГПП; 24 — конденсатор; 25 — подпитка конденсатора; 26 — конденсатные насосы I ступени (КЭН-I); 27 — блочная обессоливающая установка (БОУ); 28 — конденсатные насосы II ступени (КЭН-II); 29 — подогреватели низкого давления (ПНД); 30 — сливные насосы ПНД.

Таблица 1.1. Характеристики режимов пуска блока 300 МВт из различных тепловых состояний [1.12]

Исходная температура верха корпуса турбины в зоне паровпуска, °С	ЦВЦ	ЦСД	Ориентировочная продолжительность простоя блока, ч	Продолжительность пуска от розжига горелок до толчка ротора турбины, ч·мин	Параметры пара перед толчком ротора турбины			Продолжительность повышения частоты вращения ротора турбины, ч·мин	Продолжительность нагружения до 300 МВт, ч·мин	Температура пара к моменту окончания нагружения до 300 МВт		Общая продолжительность пуска блока, ч·мин
					p_0 , МПа	t_0 , °С	$t_{пп}$, °С			t_0 , °С	$t_{пп}$, °С	
≤150	100	—	—	0—30	—	280	270	1—10	—	520	520	5—40
280—	220—	60—90	1—30	2,0	380—	280	—	2—40	0—50	540—	520	5—45
—180	—160	—	—	—	—280	—	—	0—45	—	—520	—	—
340—	300—	32—55	1—55	2,0	440—	400—	—	0—30	0—50	540—	520	4—55
—280	—220	—	—	—	—380	—320	—	—	—	—520	—	—
360—	350—	18—30	1—55	2,5	460—	450—	—	0—30	0—30	540—	520	4—25
—320	—300	—	—	—	—420	—400	—	—	—	—520	—	—
400—	400—	10—16	1—35	5,0	500—	500—	—	0—25	0—30	540—	540—	4—00
—360	—360	—	—	—	—460	—460	—	—	—	—520	—	—
Более 400	Более 400	2—8	0—50	5,0	500	520—	—	0—15	0—30	540	540	2—35
—	—	≤1,0	0—25	16,0—	540	520	—	0—05	0—15	540	540	1—05
—	—	—	—	—18,0	—	—	—	—	—	—	—	—

приведены основные положения, регламентирующие проведение пусковых операций из различных тепловых состояний.

В зависимости от температурного состояния узлов оборудования (котла, паропроводов, турбины) режимы пусков разделяются на четыре группы:

из холодного состояния — при полностью остывшем котле и паропроводах и температуре паровпускных частей ЦВД и ЦСД турбины не более соответственно 150 и 100°С (рис. 1.3);

из неостывшего состояния — при температуре металла паровпускных частей ЦВД и ЦСД турбины до 400°С (рис. 1.4);

из горячего состояния — при температуре металла паровпускных частей ЦВД и ЦСД турбины выше 400°С и сохранившемся избыточном давлении в тракте котла до встроенной задвижки (ВЗ) (рис. 1.5);

из состояния горячего резерва — при давлении перед ВЗ не ниже критического.

Унифицированная технология пусков блоков на сепараторном режиме ориентирована на останов котла с выпуском пара из пароперегревателя. Принятая технология останова исключает тепловые удары в камерах котла и главных паропроводах из-за попадания в них влаги, образующейся в необеспаренном пароперегревателе в процессе простоя из-за конденсации пара.

Унифицированная технология сепараторного режима пуска блоков в зависимости от температурного состояния оборудования имеет некоторые различия. При пусках из холодного состояния предтолчковый прогрев ЦВД турбины, перепускных трубопроводов ЦВД и ЦСД и паропроводов промпрегрева может производиться паром из растопочного сепаратора (РС-2).

При пусках из неостывшего состояния прогрев перепускных трубопроводов и блоков парораспределения турбины осуществляется свежим паром, подаваемым в ЦВД регулирующими клапанами при закрытых

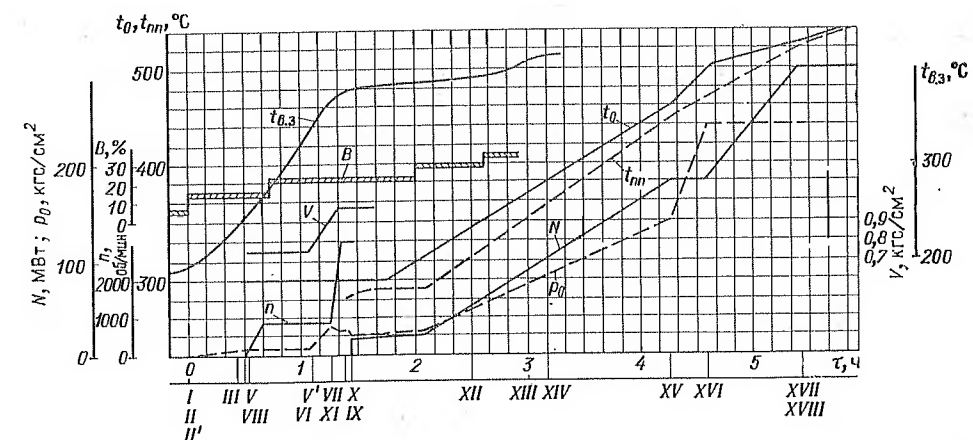


Рис. 1.3. График-задание пуска блока 300 МВт из холодного состояния (позиции указаны для рис. 1.3—1.6):

I — розжиг горелок (форсунок); II—II' — открытие клапанов Др-3; III — ввод пусковых впрысков в главные паропроводы; IV — прикрытие клапанов Др-3; V—V' — прогрев паропроводов промпрегрева и перепускных труб ЦВД турбины; VI — повторное открытие клапанов Др-3; VII — открытие стопорных клапанов ЦСД и закрытие сбросных клапанов; VIII — включение системы обогрева фланцевого соединения корпуса ЦВД; IX — включение байпасов промежуточного пароперегревателя; X — включение генератора в электрическую сеть, закрытие ПСБУ, открытие регулирующих клапанов турбины; XI — включение системы обогрева фланцевого соединения корпуса ЦСД; XII — включение пусковых впрысков в паропроводы горячего промпрегрева, начало отключения байпасов промежуточного пароперегревателя; XIII — перевод котла на прямоточный режим, отключение байпасов промежуточного пароперегревателя; XIV — начало прогрева турбопитательного насоса; XV — переход с ПЭН на ТПН; XVI — отключение системы обогрева фланцевого соединения корпуса ЦВД; XVII — отключение системы обогрева фланцевого соединения корпуса ЦСД; XVIII — отключение всех пусковых впрысков; N — электрическая нагрузка; n — частота вращения ротора турбины; V — вакуум в конденсаторе; p0 — давление свежего пара перед турбиной; Wк — расход воды на поток котла; B — расход топлива; t0 — температура среды перед встроенной задвижкой (ВЗ); t0 — температура свежего пара за пусковым впрыском; tЦВД — температура металла верха ЦВД в зоне паровпуска; tпп — температура пара промпрегрева перед ЦСД; tЦСД — температура металла верха ЦСД в зоне паровпуска; УП РКД — положение регулирующего клапана дренажей паропроводов свежего пара перед ГПЗ

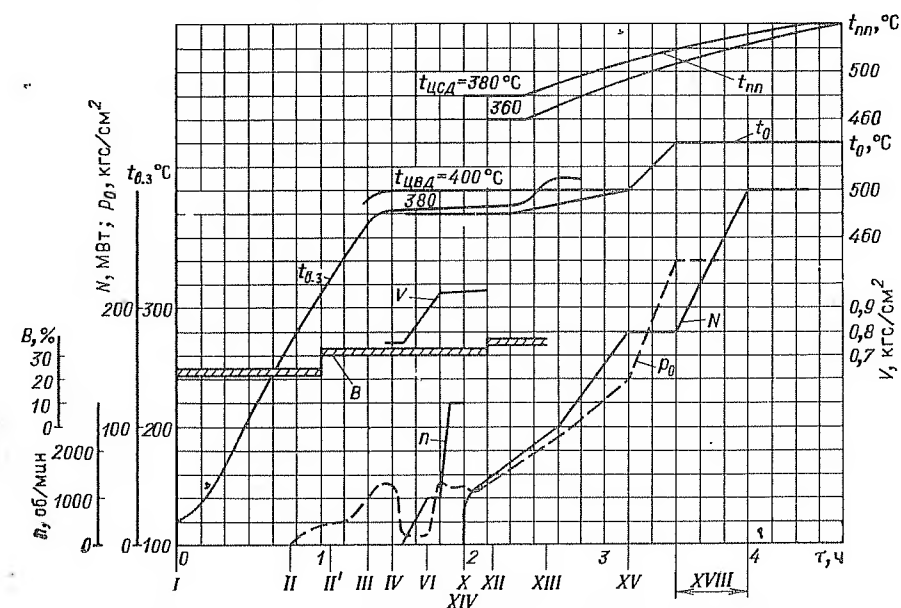


Рис. 1.4. График-задание пуска блока 300 МВт из неостывшего состояния (температура паровпуска ЦВД 380—400°С, ЦСД 360—380°С, продолжительность простоя 12—18 ч). (Обозначения см. на рис. 1.3)

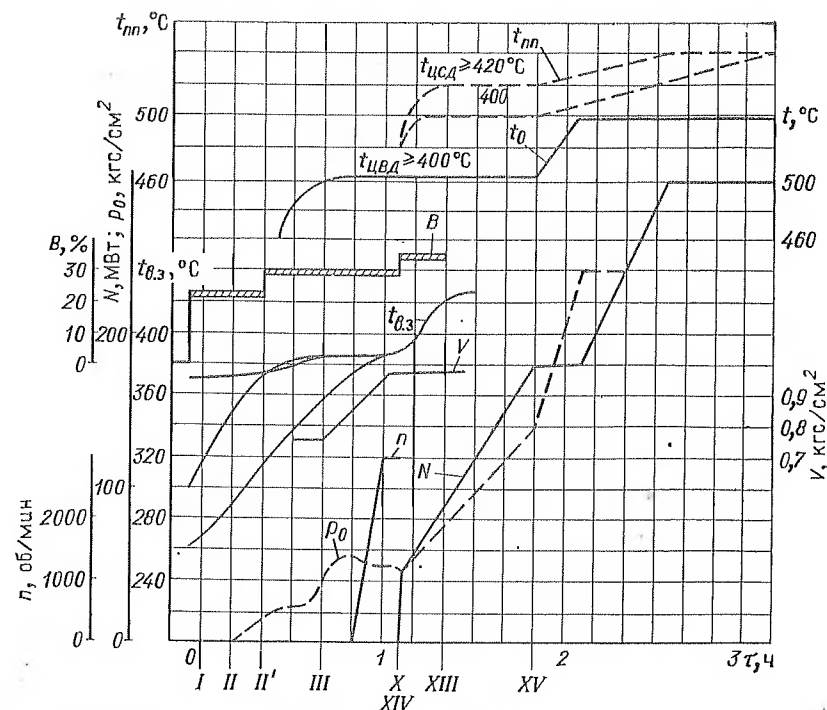


Рис. 1.5. График-задание пуска блока 300 МВт из горячего состояния после останова на 2—8 ч. (Обозначения см. на рис. 1.3)

регулирующих клапанах ЦСД и открытых сбросных клапанах. В этом случае обогрев фланцев и шпилек турбины включается при температуре металла ее паровпускных частей, не превышающей 300 °С.

При пуске из горячего состояния не требуется проведения предварительных прогревов элементов турбины и системы промежуточного перегрева, «толчковые» температуры свежего пара и пара промежуточного перегрева устанавливаются на уровне, близком к номинальному, а длительность нагружения блока практически определяется лишь проведением технологических операций по повышению нагрузки котла.

При пусках из холодного или близкого к нему состояний, как правило, минимально достижимые температуры свежего пара и пара промежуточного перегрева более чем на 150 °С превышают температуры соответствующих паровпускных частей турбины. Вследствие этого необходимо проведение предтолчкового прогрева холодных элементов блока, а повышение температур пара может быть начато лишь после соответствующего прогрева цилиндров турбины, для чего требуется выдержка блока на начальной нагрузке после включения турбогенератора в электрическую сеть. Кроме того, в отличие от пусков из горячего состояния длительность нагружения блока определяется соблюдением критериев надежности турбины.

Пуск из неостывшего состояния отличается от пуска из горячего состояния в основном более низким требуемым уровнем толчковых температур пара и длительностью нагружения, определяемой критериями надежности турбины, от пуска из холодного состояния отличается более высоким уровнем толчковых температур пара и отсутствием необходимости прогрева цилиндров турбины на начальной нагрузке после включения турбогенератора в электрическую сеть.

Пониженный уровень вакуума в конденсаторах турбин на начальных этапах пуска обычно поддерживается:

при пуске из холодного состояния (от начала растопки котла до окончания прогрева системы промперегрева либо ротора среднего давления (РСД) турбины) для интенсификации указанных прогревов и возможности открытия большей части или всех регулирующих клапанов турбины при выдержке на частоте вращения ротора $n=800 \div 1000$ об/мин;

при пуске из неостывшего состояния (от начала растопки котла до повышения частоты вращения ротора турбины до 800—1000 об/мин либо до окончания прогрева системы промперегрева) в целях уменьшения охлаждения паровпускных частей ЦВД и ЦСД уплотняющим паром, возможности открытия всех регулирующих клапанов турбины при частоте вращения ротора $n=800 \div 1000$ об/мин, а также интенсификации предварительного прогрева паропроводов горячего промперегревателя (ГПП), если такой прогрев требуется;

при пуске из горячего состояния (от начала растопки котла до окончания прогрева паропроводов свежего пара) в целях уменьшения охлаждения паровпускных частей ЦВД и ЦСД уплотняющим паром.

Растопка котла начинается с розжига форсунок (горелок) и установления начального (стартового) расхода топлива для прогрева экранной системы топочной камеры. При этом нельзя допускать превышения регламентированных заводами-изготовителями скоростей прогрева металла паросборных камер, коллекторов, тройников и других толстостенных элементов котла и паропроводов [1.14].

По условиям надежности работы ширм стартовый расход топлива до подключения пароперегревателя СКД при пусках из холодного и неостывшего состояния должен находиться в пределах 12—15%, при пусках из горячего состояния — 17—20% номинального. Требуемый уровень температур дымовых газов в поворотной камере определяется температурой пара за котлом, при достижении которой можно начинать прогрев перепускных труб ЦВД. Обычно температура дымовых газов в поворотной камере превышает температуру пара на 100—130 °С.

Основными контролируемыми параметрами, по которым ведется сепараторный режим пуска котла, являются температура среды до встроенной задвижки, характеризующая тепловую нагрузку топочной камеры, температура дымовых газов в поворотном газоходе, характеризующая температурные условия труб пароперегревателей СКД и промперегрева, температура пара на выходе из пароперегревателя, температура среды перед ЦВД и ЦСД турбины.

Одним из основных параметров, по которому выбирается стартовая форсировка котлов СКД, является температура (энтальпия) среды перед встроенной задвижкой. При постоянном расходе питательной воды статический уровень температур перед встроенной задвижкой однозначно связан с расходом топлива. Для получения при пуске блока СКД необходимой температуры среды перед встроенной задвижкой, определяющей паропроизводительность котла на сепараторном режиме, необходимо установить соответствующий расход топлива B .

При использовании i'_{B3} для контроля за уровнем расхода топлива необходимо учитывать реальные значения расхода $W_{п.в}$ и температуры питательной воды $t_{п.в}$. Стартовый расход топлива на сепараторном этапе пуска блока можно определить по следующей формуле:

$$B = W_{п.в} (i'_{B3} - i_{п.в}) / KQ_n^p, \quad (1.1)$$

где $W_{п.в}$ — расход питательной воды на котел, т/ч; i'_{B3} , $i_{п.в}$ — соответственно энтальпия среды перед встроенной задвижкой и питательной воды, кДж/кг; Q_n^p — теплота

сгорания топлива, кДж/кг; K — постоянная для каждого типа котла — доля теплоты продуктов сгорания, воспринимаемая поверхностями нагрева до встроенной задвижки. Например, для котла ТГМП-1202 значение $K \approx 0,65$. Для каждого типа котла K определяется по результатам испытаний [1.20].

На первоначальной стадии пуска котла пароперегреватель СКД отключен от встроенного сепаратора (ВС) и работает в безрасходном режиме. На этой стадии по условиям надежности металла длительная работа пароперегревателя без охлаждения может допускаться при средней температуре дымовых газов в поворотной камере не выше 550°C (выбирается с учетом фактической неравномерности газового поля по ширине газохода $\pm 40^\circ\text{C}$). В эксплуатации часто используется опытная зависимость между максимальной температурой металла неохлаждаемых змеевиков ширм и средней температурой дымовых газов в поворотной камере.

Требуемая эффективность работы встроенных сепараторов перед подключением пароперегревателя СКД обеспечивается при сухости поступающей в него пароводяной смеси не менее 8—10%. Работа встроенных сепараторов организуется с проскоком пара, гарантирующим исключение забросов влаги в пароперегреватель. Управление сбросом среды из встроенных сепараторов ведется по температуре среды перед встроенной задвижкой по единой программе для пусков из всех тепловых состояний.

Подключение пароперегревателя СКД путем постепенного открытия клапанов Др-3 на выпаре встроенных сепараторов осуществляется при температуре среды перед встроенной задвижкой $260—270^\circ\text{C}$ (в зависимости от гидравлического сопротивления сбросного трубопровода) при пуске блока из холодного и $360—380^\circ\text{C}$ при пуске из горячего состояния. Темп подключения пароперегревателя при пусках после простоев более 10—12 ч определяется прогревом паросборных камер. Как показывает опыт эксплуатации, скорость прогрева этих камер существенно зависит от начального темпа открытия клапанов Др-3 и уровня тепловой нагрузки. Для обеспечения допустимых значений этой скорости при пусках из неостывшего состояния клапаны Др-3 до 50%-ной степени открытия должны открываться со скоростью 2—3%/мин. При пусках из горячего состояния темп открытия клапанов Др-3 не оказывает существенного влияния на прогрев камер. В этом случае указанный темп выбирается исходя из предотвращения заброса влаги из встроенного сепаратора в ширмовый пароперегреватель. Длительность подключения пароперегревателя блока 300 МВт при исходной температуре металла паросборных камер $t_{\text{кам}}$ менее 200°C (при пусках после простоев более 35 ч) составляет 30—35 мин, при $200 \leq t_{\text{кам}} \leq 400^\circ\text{C}$ (простой от 5 до 35 ч) — 20—25, при $t_{\text{кам}} \geq 400^\circ\text{C}$ (простой менее 5 ч) — 10—15 мин.

С ростом единичной мощности блока возрастают толщины стенок паросборных камер и длительность подключения пароперегревателя соответственно увеличивается. Скорости прогрева толстостенных элементов тракта СКД, значительно превышающие допустимые, обычно возникают в моменты конденсации первых порций пара при растопках котла из холодного состояния.

При пусках из горячего и близкого к нему состояний (при сохранившемся избыточном давлении в тракте котла до встроенной задвижки) для исключения захлаживания паросборных камер и паропроводов в качестве второго критерия, определяющего начало подключения паро-

перегревателя, принимается температура дымовых газов в поворотной камере котла, которая должна быть не ниже 500°C .

Пуски блоков из неостывшего и горячего состояний, как правило, осложняются неравномерными исходными температурными состояниями основных узлов турбины, возникающими из-за различных скоростей остывания перепускных трубопроводов, стопорных клапанов ЦВД и паропроводов промперегрева по сравнению с корпусами ЦВД и ЦСД. Для выравнивания температур производят предварительный прогрев наиболее остывших узлов, а также включают систему обогрева фланцевых соединений (при пуске из неостывшего состояния).

В том случае, если характеристики естественного остывания стопорных клапанов ЦВД турбины и главных паропроводов близки (разность температур этих элементов не превысила 50°C), предварительный прогрев главных паропроводов совмещают с прогревом ГПЗ и стопорных клапанов, которые открываются при сборке схемы. При большой разности указанных температур прогрев главных паропроводов первоначально проводится при закрытых ГПЗ, а их открытие производят лишь после повышения температуры свежего пара до уровня температуры металла стопорных клапанов. Дальнейший прогрев главных паропроводов совмещается с прогревом ГПЗ и стопорных клапанов при закрытых регулирующих клапанах ЦВД турбины.

При пуске блока из холодного состояния предварительный прогрев главных паропроводов до подачи пара в турбину завершается после повышения температуры пара в стопорных клапанах турбины до $250—260^\circ\text{C}$, при которой обеспечивается превышение над температурой насыщения $50—60^\circ\text{C}$ и исключается попадание в турбину влажного пара.

При пусках из неостывшего и горячего состояний критериями завершения предварительного прогрева всей трассы главных паропроводов до регулирующих клапанов являются прогрев стопорных клапанов до температуры, отличающейся от температуры металла верха ЦВД в зоне паровпуска не более чем на 50°C , или догрев главных паропроводов перед ГПЗ до температуры металла верха ЦВД в зоне паровпуска.

Выбор начальной температуры свежего пара (за пусковым впрыском) перед толчком ротора определяется тепловым состоянием ЦВД турбины с учетом ограничения охлаждения деталей паровпуска на этапе разворота и темпа прогрева на холостом ходу и после включения в сеть. По этим условиям температура свежего пара перед толчком ротора устанавливается примерно на 100°C выше температуры металла верха ЦВД в зоне паровпуска, но не выше номинальной. При пусках блока из холодного состояния температура свежего пара перед толчком ротора турбины устанавливается на минимальном по условиям регулирования уровне (около 280°C).

Пуск блока без предварительного прогрева системы промперегрева может проводиться при температуре металла концевых участков паропроводов перед ЦСД турбины, не менее 100°C , и разнице температур металла ЦСД турбины в зоне паровпуска и основной трассы паропроводов не более 80°C . При несоблюдении критериев, позволяющих проводить пуск без предварительного прогрева, пуск блока производится с ограниченным предварительным прогревом системы промперегрева до достижения указанных выше уровней и разностей температуры.

Основной задачей предварительного прогрева системы промежуточного перегрева при пуске их холодного состояния является исключение конденсации пара на стенках паропроводов. При пусках из неостывшего состояния предварительный прогрев горячих паропроводов промежуточного перегрева должен обеспечить повышение температуры их стенок до

уровня температур паровпуска ЦСД. Пусковые схемы блоков позволяют осуществлять прогрев систем промежуточного перегрева подачи свежего пара от пускосбросного устройства собственных нужд (ПСБУ СН) или пара от растопочного сепаратора РС-2 в холодные паропроводы промежуточного перегрева (ХПП). Возможен также прогрев указанной системы подачи свежего пара непосредственно в ЦВД (при расходе, обеспечивающем частоту вращения ротора $n=800\div 1000$ об/мин) со сбросом его в конденсатор через линии обеспаривания. Первый способ применяют на блоках 500 и 800 МВт, оснащенных ПСБУ СН, второй — на дубли-блоках 300 МВт, где имеются задвижки, позволяющие исключить охлаждение неостывшего ЦВД турбины вследствие поступления насыщенного пара из растопочного сепаратора РС-2, третий — на моноблоках 300 МВт.

Сброс пара из системы промежуточного перегрева при пусках из всех тепловых состояний обеспечивается через дренажи горячих и холодных паропроводов (ГПП и ХПП). Основное количество пара направляется через сбросные линии из ГПП в конденсатор турбины. После прогрева основных паропроводов промежуточного перегрева для прогрева перепускных труб ЦСД открывают на 15—20 мм стопорные клапаны ЦСД и дренажи перепускных труб.

Одновременно с прогревом системы промежуточного перегрева через ПСБУ СН при пусках из холодного состояния идет прогрев и ЦВД (паром, поступающим в него из ХПП). В этом случае проток пара через ЦВД обеспечивается открытием дренажей цилиндра и перепускных труб. При пусках же из неостывшего состояния ($t_{\text{цвд}} > 170^\circ\text{C}$) во избежание расхолаживания ЦВД указанные дренажи не открываются. При пусках из холодного состояния система промежуточного перегрева обычно прогревается до температуры 170°C , а ЦВД — до $150\text{—}160^\circ\text{C}$. Перепускные трубы ЦСД прогреваются до $120\text{—}150^\circ\text{C}$. Для равномерного повышения температуры корпусов ЦВД и ЦСД и не превышения допустимых относительных расширений роторов системы обогрева фланцев и шпилек ЦВД и ЦСД должны быть включены с момента начала прогрева системы промперегрева.

Параметры пара (давление, температура) на выходе из пароперегревателя, необходимые для толчка роторов турбины при пуске из холодного состояния, должны составлять $2,0\text{—}3,0$ МПа ($20\text{—}30$ кгс/см²) и $350\text{—}400^\circ\text{C}$, а за пусковыми впрысками перед турбиной — $250\text{—}280^\circ\text{C}$. Соответствующие параметры пара при пуске из горячего состояния должны составлять $10\text{—}12$ МПа ($100\text{—}120$ кгс/см²), $520\text{—}540^\circ\text{C}$. При достижении толчковых параметров пара температура дымовых газов в поворотной камере не должна превышать значения, при котором локальные температуры металла не охлаждаемых пакетов пароперегревателей, выполненных из аустенитной стали, превышают 680°C , а из стали 12Х1МФ — 600°C . Наиболее высокие температуры металла при пуске обычно наблюдаются на лобовых участках труб не охлаждаемых ширм пароперегревателя.

Толчок роторов и разворот турбин всех типов из различных тепловых состояний согласно унифицированной технологии проводится регулирующими клапанами ЦВД. Разворот байпасами ГПЗ усложняет пусковые операции, так как впоследствии при открытии ГПЗ требуется дополнительная выдержка времени для ее прогрева.

По окончании предварительного прогрева система промежуточного перегрева обеспаривается и включаются пусковые впрыски в главные паропроводы, которые снижают температуру свежего пара до значения,

необходимого для толчка роторов турбины (при пусках из холодного состояния она составляет $280\text{—}300^\circ\text{C}$, а при пусках из неостывшего состояния на $80\text{—}100^\circ\text{C}$ выше температуры металла паровпуска ЦВД). Перед пуском из холодного состояния ЦСД турбины, как правило, удается нагреть только до температуры $55\text{—}60^\circ\text{C}$. Толчок роторов и выход на частоту вращения $n=800\div 1000$ об/мин при таком температурном состоянии ЦСД вполне допустим. На этой частоте вращения ротора при пуске из холодного состояния требуется выдержка*, продолжительность которой определяется необходимостью прогрева металла РСД в зоне паровпуска. При пуске из неостывшего состояния длительность указанной выдержки определяется исходя из достижения к моменту синхронизации турбогенератора температуры стопорных клапанов ЦВД, соответствующей температуре корпуса ЦВД. Это обеспечивает при первоначальном нагружении турбогенератора допустимый перепад температур по толщине стенки стопорного клапана ЦВД. При пусках блока после двухсуточного и менее длительного простоя выдержка на $n=800\div 1000$ об/мин обычно не требуется. При подъеме частоты вращения от $n=800\div 1000$ до 3000 об/мин на некоторых турбинах наблюдается перебои температур между левой и правой сторонами выхлопных патрубков ЦНД. При работе турбин на холостом ходу рост указанных температур металла иногда продолжается. Поэтому в процессе пуска турбин время их работ на холостом ходу должно быть не более 5—10 мин. На работе ЦНД в таком режиме заметно сказываются также потери на трение и вентиляцию. По этим же соображениям после включения генератора в сеть первоначальная нагрузка турбины должна быть не менее 10% номинальной.

Температура пара перед ЦСД турбины после взятия начальной нагрузки должна превышать начальную температуру металла верха ЦСД в зоне паровпуска на $80\text{—}100^\circ\text{C}$ (но не более номинального значения). При пусках из холодного состояния температура пара перед ЦСД к моменту выхода на холостой ход поддерживается на минимальном по условиям регулирования уровне (около 270°C).

Включение системы обогрева фланцевого соединения корпуса ЦСД рекомендуется при начальной температуре фланцев не более 420°C и производится, как правило, после синхронизации генератора. Применение системы обогрева фланцевого соединения корпуса ЦВД турбины целесообразно при начальной температуре фланцев до 360°C ; включение системы обогрева при пуске из неостывшего состояния, как правило, производят через 10—20 мин после синхронизации генератора, а при пуске из холодного состояния — перед повышением частоты вращения ротора турбины до номинальной. Отключение системы обогрева фланцевых соединений корпусов ЦВД и ЦСД производят после окончания нагружения и достижения номинальной температуры свежего пара и пара промежуточного перегрева.

Нагружение блока. Для того чтобы не допустить существенного захлаживания РВД турбины из-за снижения температуры пара в проточной части, необходимо одновременно с ростом давления за котлом повышать температуру свежего пара. Однако скорость подъема температуры свежего пара ограничена по условиям прогрева стопорных клапанов высокого давления значениями $1,5\text{—}2,0^\circ\text{C}/\text{мин}$. Для обеспечения этих условий в последние годы на блоках СКД отработана

* При большей частоте вращения выдержку делать нельзя из-за критических частот валопроводов турбин в зоне от $n=1000$ до $n=3000$ об/мин.

новая технология нагружения* при фиксированном положении регулирующих клапанов турбины. Это положение выбирается с таким расчетом, чтобы при нагружении блока к моменту повышения нагрузки до 50—60% номинальной и исчерпания пропускной способности пускового узла котла давление свежего пара возрастало до значения, близкого к номинальному. При использовании этой технологии исключается существенное снижение температуры пара в проточной части ЦВД и вызываемое этим расхолаживание ротора, что было характерно для ранее использовавшихся вариантов технологий нагружения.

Новая технология рекомендована для всех режимов пуска, включая пуски из холодного состояния. Однако применение этой технологии для блоков 800 МВт при пусках из холодного состояния не рекомендовано из-за трудностей обеспечения требуемой по условиям пуска температуры пара промежуточного перегрева. В связи с этим на блоках 800 МВт применяется разная технология нагружения при пусках из холодного и неостывшего состояний [1.1]. Применение одной и той же технологии нагружения при любых пусках блоков СКД упрощает работу оперативного персонала, повышает надежность оборудования и улучшает условия автоматизации управления пусковыми режимами.

Скорости прогрева оборудования ограничиваются термонапряженным состоянием элементов: в части высокого давления — паросборными камерами и стопорными клапанами, в части среднего давления — РСД в зоне паровпуска. На основе анализа циклической прочности этих элементов допустимые скорости их прогрева соответственно равны 3,0; 1,5—2,0 и 1,0—1,2 °С/мин [1.1, 1.2].

Темп нагружения блоков СКД определяется температурными разностями в РСД турбины. Обычно выделяют два интервала времени, в течение которых эти разности достигают максимума: начальное нагружение турбины и нагружение с одновременным подъемом температуры пара. Скорость нагружения турбины иногда ограничивается быстрым ростом относительных расширений РСД. Что же касается температурных разностей и термических напряжений в элементах статора ЦСД, то они, как правило, невелики. Этому способствует применение двухстенной конструкции корпусов ЦСД.

Прогрев ЦВД при пуске иногда также налагает ограничения на режим нагружения из-за появления температурных разностей в роторе ЦВД и относительных расширений РВД. Наибольшие разности температур РВД возникают, как правило, сразу после начала подачи пара в турбину. После включения генератора в сеть часто наблюдается новый пик этой разности, но с меньшим максимумом. В дальнейшем увеличение разности по радиусу РВД наблюдается лишь при недостаточно четком регулировании температуры свежего пара.

Ограничения по относительным удлинениям РВД в значительной мере снижаются при применении модернизированных систем обогрева фланцев и шпилек. Из-за трудностей измерения температурных напряжений во вращающихся деталях турбин их значение оценивается по косвенным показателям.

Исследования показали, что основными элементами, лимитирующими темп пуска турбин СКД, являются роторы, однако из-за ограниченных возможностей экспериментального определения температур датчики штатного температурного контроля на действующих паровых турбинах

* Эта технология исключает этап перехода на номинальное давление и сокращает продолжительность пуска.

расположены лишь на деталях статора. При проведении пуска это может создать впечатление ложного благополучия, особенно при эффективных системах обогрева фланцев. Поэтому необходимо в эксплуатацию внедрять методы и средства математического моделирования теплонапряженного состояния роторов.

Регулирование температуры свежего пара при пуске производится пусковым впрыском и штатными средствами. Пусковой впрыск, имеющий широкодиапазонный задатчик, включается при достижении температурой свежего пара значения, необходимого для толчка турбины, и используется на всех этапах пуска. Диапазон регулирования пускового впрыска обеспечивается вводом впрыска II, а последнего — вводом впрыска I. При достижении расчетной температуры пара за котлом (до пускового впрыска) и за поверхностью нагрева, контролируемой впрыском I, впрыски переводятся на автоматическое управление.

Регуляторы, контролирующие температуру пара в промежуточном сечении тракта котла до впрыска I (топлива или питания), включаются в работу в зависимости от режима пуска при нагрузке блока 40—60% номинальной.

Регулирование температуры пара промежуточного перегрева при пуске выполняется паровыми байпасами промежуточного пароперегревателя или пусковыми впрысками. Паровые байпасы включаются при повышении температуры пара перед ЦСД турбины до требуемой по графику-заданию (см. рис. 1.3—1.5) и используются на всех этапах пуска из холодного или неостывшего состояний.

При повышении температуры пара до 520—540 °С (при нагрузке блока более 25% номинальной) включаются аварийные впрыски и температура пара непосредственно за ними снижается на 40—50 °С. После этого управление аварийными впрысками прекращается до момента полного закрытия паровых байпасов в процессе повышения температуры пара перед ЦСД турбины в соответствии с графиком-заданием. После полного закрытия паровых байпасов дальнейшее повышение температуры пара перед ЦСД турбины производится плавным отключением аварийных впрысков.

На блоках с котлами ЗиО отключение паровых байпасов производится при нагрузке 30% номинальной и параллельно с этим включаются аварийные впрыски. При проведении этих операций нагрузку блока поддерживают постоянной.

При разработке графиков-заданий пуска и останова блока из различных тепловых состояний следует исходить из следующих основных положений [1.11—1.13]:

температура пара до толчка ротора турбины должна повышаться со скоростью, определяемой допустимым темпом прогрева паропроводов свежего пара и толстостенных элементов котла;

температура свежего пара перед толчком ротора турбины по условиям прогрева ЦВД должна быть на уровне, превышающем температуру металла паровпуска на 80—100 °С (при пусках блока из холодного состояния температура свежего пара задается на уровне 280—300 °С, минимальном по условиям надежного ее регулирования);

температура пара промежуточного перегрева при толчке ротора турбины выбирается по условиям прогрева ротора среднего давления исходя из ее превышения над исходной температурой металла ЦСД на 60—100 °С;

выдержка на частоте вращения $n=800\div 1000$ об/мин (около 10 мин) после завершения прогрева системы промпрегрева задается для повышения вакуума в конденсаторе до значения не менее 0,80 МПа (600 мм рт. ст.), открытия защитных клапанов ЦСД, закрытия сбросов из паропроводов горячего промпрегрева и открытия клапанов Др-3 на выпаре из встроенного сепаратора; допустимый темп нагружения блоков и повышения температур пара должны определяться по критериям надежности основных элементов турбины.

В графиках-заданиях на пуск и останов блоков должны содержаться показатели, при выдерживании которых обеспечивается соблюдение всех критериев надежности оборудования.

Эти графики служат как для организации режимов пуска и останова блока, так и для контроля за ними. Приводимые на графиках-заданиях параметры и показатели режима условно разделяют на две группы: основные и вспомогательные. Основными являются показатели, оказывающие непосредственное влияние на критерии надежности оборудования. К их числу относятся температура и давление свежего пара, температура пара промежуточного перегрева, частота вращения ротора и нагрузка турбогенератора. В период растопки котла одним из основных показателей режима является расход топлива (при наличии его прямого измерения) или температура дымовых газов в поворотной камере. Вспомогательными являются показатели, служащие для облегчения соблюдения заданных основных показателей и длительности пуска блока. К их числу относятся, например, температура среды перед встроенной задвижкой, температура свежего пара и пара промпрегрева за котлом (в период до достижения их номинальных значений), степень открытия ПСБУ и т. п.

Некоторые из основных показателей приводятся на каждом графике-задании с учетом возможного в эксплуатационных условиях изменения состояния оборудования. Так, графики изменения температур свежего пара и пара промежуточного перегрева приводятся в нескольких вариантах для различных исходных температур паровпускных частей ЦВД и ЦСД турбины.

При пусках и остановках блоков неизбежно возникает неодинаковая степень прогрева различных элементов турбины, определяемая их массой, геометрической формой, теплопроводностью и теплоемкостью материала, а также условиями подвода и отвода теплоты. Вследствие этого появляются температурные разности в объеме элементов, а также изменяются осевые и радиальные зазоры в проточной части и в уплотнениях турбины. И хотя уровень температур металла элементов турбины в указанных условиях может быть значительно ниже номинального, температурные напряжения, возникающие под действием температурных разностей, могут превосходить допустимые значения.

Изменения температурного состояния турбины в пусковых и переходных режимах позволяют установить соответствие между контролируемыми показателями их состояния и температурными напряжениями в основных элементах, лимитирующими скорости переходных процессов. Последствия от воздействия этих факторов проявляются во время пуска и накапливаются постепенно при повторных пусках. С учетом этого для каждого типа турбины определяются допустимые скорости изменения параметров пара, частоты вращения ротора турбины и электрической нагрузки в режимах пуска и останова, а также устанавливаются предельные значения контрольных показателей, соблюдение которых обеспечивает длительную и безаварийную эксплуатацию турбин (табл. 1.2).

При разработке графиков-заданий темп изменения параметров и расхода пара выбирается ниже предельно допустимых при точной реализации графика таким образом, чтобы вероятное отклонение параметров не привело к превышению предельно допустимых значений напряжений.

Допустимые темпы разворота и нагружения турбины определяются тремя контролируемыми факторами — вибрацией, термическими напряжениями и относительными удлинениями. Как правило, главную роль играют термические напряжения.

Таблица 1.2. Показатели безопасного пуска турбин ЛМЗ и ХТЗ блоков СКД

Наименование	Турбины ЛМЗ		Турбины ХТЗ	
	К-300-240-1	К-800-240-2	К-300-240-2	К-500-240-2
Осевой сдвиг, мм: светозвуковой сигнал срабатывание защиты	— —1,7; +1,2	— —1,2; +2,0	—1,0; +0,5* —1,5; +1,0	—1,0; +0,5 —1,5; +1,0
Вакуум, МПа (мм рт. ст.): светозвуковой сигнал срабатывание защиты	0,087 (650) 0,072 (540)	0,087 (650) 0,072 (540)	0,091 (685) 0,072 (540)	0,087 (650) 0,073 (550)
Давление масла, МПа (кгс/см ²): после маслоохладителей на уровне оси подшипников тур- бины после включения резервного и первого аварийного масло- насосов	— 0,095 (0,95)	0,13 (1,3) 0,095 (0,95)	0,15 (1,5) 0,12 (1,2)	0,12 (1,2) От элект- ронного сигнализа- тора уровня 0,05 (0,5)
после включения второго ава- рийного маслонасоса после срабатывания защиты	0,07 (0,7) 0,03 (0,3)	0,05 (0,5) 0,03 (0,3)	0,09 (0,9) 0,06 (0,6)	0,05 (0,5) 0,05 (0,5)
Относительное расширение рото- ра, мм: высокого давления среднего давления низкого давления I ступени то же II ступени то же III ступени	— — — — —	—3,0; +4,5 —3,0; +4,5 —6,0; +7,5 —4,0; +13,0 —4,0; +23,0	—2,0; +5,0** —2,5; +4,0 —5,0; +8,0 — —	—2,0; +5,0 —2,5; +5,0 — —3,0; +13,0 —
Эксцентриситет роторов, мм	0,05	0,05	0,05	0,05
Вибрация опор подшипников (ос- танов), мкм	60	60 *	60	60
Температура баббита упорного и опорных подшипников (оста- нов), °С	90	90	90	90
Температура выхлопных патруб- ков ЦНД, °С: светозвуковой сигнал срабатывание защиты	65 90	65 90	65 90	65 90
Скорость повышения температуры металла корпусов цилиндров, стопорных и регулирующих кла- панов, °С/мин: от 50 до 200 °С от 200 до 300 °С от 300 до 400 °С от 400 до 500 °С свыше 500 °С	— — — — —	4,0 3,0 2,0 1,0 0,6	2,0 1,5 1,0 0,8 0,6	2,0 1,5 1,0 0,8 0,6
Скорость повышения температуры металла перепускных труб, °С/мин: до 400 °С от 400 до 500 °С свыше 500 °С	— — —	— — —	10 6 3	10 6 3

Продолжение табл. 1.2

Наименование	Турбины ЛМЗ		Турбины ХТЗ	
	К-300-240-1	К-800-240-2	К-300-240-2	К-500-240-2
Разность температур металла, °С: между верхней и нижней образующими корпуса ЦВД и ЦСД в зоне паровпуска	—	50	35	35
между фланцем и шпилькой (на глубине шпильки) ЦВД и ЦСД при прогреве	—	20	45	45
то же при охлаждении	—	—	15	15
по ширине фланцев горизонтального разъема цилиндров	—	80—100	100	100
между левой и правой сторонами ЦВД и ЦСД	—	10	20	20

* Нуль прибора осевого сдвига соответствует положению ротора, прижатого к колодкам упорного подшипника со стороны генератора, минус — сдвигу ротора в сторону регулятора турбины, плюс — в сторону генератора.

** Минус соответствует сокращению ротора относительно цилиндра, плюс — его удлинению.

1.2. ПОДГОТОВКА БЛОКА К ПУСКУ

До начала операций по подготовке блока к пуску должны быть закончены все ремонтные работы по основному и вспомогательному оборудованию и устранены все дефекты, обнаруженные в период работы блока до останова.

Во время подготовки оборудования к пуску производят его осмотр, проверяют все задвижки, вентили, клапаны и шиберы блока, устанавливают их в предпусковое положение, включают в работу все контрольно-измерительные приборы, производят опробование дистанционного управления арматурой, проверяют технологические защиты, блокировки и сигнализацию. Собирают рабочие электрические схемы всех электродвигателей собственных нужд и подготавливают к работе силовые и вторичные схемы блока генератор-трансформатор, а также системы возбуждения, маслоснабжения и охлаждения генератора.

Перед пуском блока необходимо:

создать запас обессоленной воды в баке запаса конденсата (БЗК);
подготовить к приему воды бак грязного конденсата (БГК) и автономную обессоливающую установку для очистки этого конденсата;

подготовить к работе пробоотборники и аммиачно-гидразинную установку для химической обработки воды в контуре блока;

поставить под давление станционные газопроводы природного газа или подогреть мазут в емкостях до 60—80 °С и подготовить оборудование мазутного хозяйства к подаче мазута в котельную *;

подготовить бункера сырого угля и пыли для заполнения топливом;

подготовить к работе конденсационную и регенеративную установки;

пустить циркуляционные насосы и создать расход воды через конденсаторы главной и вспомогательных турбин;

подготовить схемы подачи циркуляционной воды к маслоохладителям и насосам водяных эжекторов турбины;

* В большинстве случаев в качестве растопочного топлива используется мазут, реже — природный газ.

подготовить к пуску маслосистему смазки турбоустановки, систему регулирования и маслосистему уплотнения вала генератора;

собрать схему пароводяного тракта блока и растопочных трубопроводов для заполнения котла и прокачки воды по разомкнутому контуру: деаэратор, питательный насос, ПВД, узел питания котла, тракт до встроенной задвижки, встроенный сепаратор, растопочный сепаратор РС-2, сбросной циркуляционный канал.

После сборки схемы подводят пар с параметрами 1,3 МПа (13 кгс/см²) и 250—300 °С в коллектор собственных нужд пускаемого блока от соседних работающих блоков или от пусковой котельной. При этом задвижки на линиях подачи пара к уплотнениям турбины, деаэратору, турбопитательному насосу (ТПН), турбовоздуходувке (ТВ) и в калориферы котла от коллектора собственных нужд должны быть закрыты. Затем собирают схему подачи обессоленной воды в конденсаторы турбины и заполняют их до нормального уровня, опробуют конденсатные насосы I и II ступеней, включают блочную обессоливающую установку (БОУ) и заполняют деаэратор водой. Далее включают валоповоротное устройство (ВПУ) главной турбины, подают пар от коллектора собственных нужд на концевые уплотнения турбины, открывают дренажи турбины, ее отборов, паропроводов свежего пара, системы промпрегрева и перепускных труб ЦВД и ЦСД, включают в работу все эжекторы и поднимают вакуум в конденсаторах турбины до заданного значения. Параллельно собирают схемы газовоздушного тракта котла, природного и запального газа, паромазутопроводов, технического водоснабжения, пожаротушения и отмывки РВП. Подготавливают к включению тягодутьевое оборудование котла, калориферную установку, электрофильтры, системы пылеприготовления, устройства механизированного шлакоудаления и гидрозолоудаления, установки дробеструйной очистки и паровой обдувки. Затем производят пуск одного питательного насоса и после окончания предпусковой деаэрации питательной воды включают ПВД по водяной стороне и начинают заполнение водой тракта котла до встроенной задвижки, контролируя его по воздушникам. Во время заполнения контролируют также уровень в деаэраторе, подпитывая его через конденсаторы турбины из бака запаса конденсата (БЗК), при этом включают регуляторы уровня в конденсаторе и деаэраторе.

При пуске из неостывшего состояния с избыточным давлением в тракте до встроенной задвижки котла и из горячего состояния во избежание резкого охлаждения коллекторов этого тракта и встроенных сепараторов заполнение котла водой производят с пониженным ее расходом (10—15 % номинального). При пуске из состояния горячего резерва заполнения котла водой не производят.

При заполнении котла водой изменение ее расхода и давления перед встроенной задвижкой производят регулирующими клапанами питания котла РПК, дроссельными клапанами Др-1, а также загрузкой питательного насоса с помощью гидромуфты или изменением подачи пара на турбопривод. Давление питательной воды перед котлом поддерживают на уровне 25 МПа (250 кгс/см²). Во избежание срыва деаэрации питательной воды необходимо следить за подачей пара в деаэратор и не допускать резких изменений расхода питательной воды. В случае проведения отмывки поверхностей нагрева включают в работу насосы-дозаторы гидразина и аммиака и поддерживают в питательной воде концентрацию гидразина 20—60 мкг/кг и pH=9,5±0,1 [1.10—1.15]. При избыточном давлении в котле продувают эксплуатационные точки КИП и автоматики, защиты и химического контроля.

После подачи пара на калориферную установку, включения РВП, тягодутьевых механизмов (дымососа, дутьевого и мельничного вентиляторов, дымососа рециркуляции газов) и вентиляции газовоздушного тракта в течение 10 мин устанавливают минимальный расход воздуха и включают регулятор разрежения (давления) в топочной камере. По окончании вентиляции отключают дымосос рециркуляции газов. При растопке на газе заполняют газом и продувают газопроводы котла. При растопке на мазуте прогревают мазутопроводы, устанавливают растопочное давление и температуру мазута перед форсунками.

После установления растопочного расхода воды и давления 24—25 МПа (240—250 кгс/см²) перед встроенной задвижкой при заданном вакууме в конденсаторе турбины производят растопку котла и при пуске из холодного состояния при температуре воды 220—230 °С перед встроенной задвижкой выполняют горячую водную отмычку тракта до встроенной задвижки. Отмычку проводят при разомкнутом контуре (сброс воды из растопочного сепаратора РС-2 в бак грязного конденсата или циркуляционный канал) до уменьшения содержания железа и кремниевой кислоты в сбросной воде до 300 мкг/кг и жесткости до 10 мкг-экв/кг. Затем замыкают контур на конденсатор и продолжают растопку котла.

Пуск блока запрещается в случаях:

- неисправности любой из защит, действующих на останов оборудования блока;
- неисправности дистанционного управления оперативными регулирующими органами, а также арматурой, используемой при ликвидации аварийных положений;
- наличия дефектов системы регулирования и парораспределения, которые при сбросах нагрузки могут привести к разгону ротора турбины;
- неисправности любого из масляных насосов турбины или устройств для их автоматического включения;
- превышения допустимых значений контрольных показателей, характеризующих работу турбины и генератора;
- неисправности аварийного насоса масляной системы уплотнений генератора;
- неудовлетворительного качества масла (несоответствия его нормам на эксплуатационные масла) и при температуре его ниже 30 °С;
- неготовности к включению БОУ;
- наличия свищей и неплотностей в поверхностях нагрева котла, сварных соединениях паропроводов и питательных трубопроводов, течей и парений в арматуре;
- наличия отложений сажи на поверхностях нагрева и РВП котла, повреждениях опор и пружинных подвесок трубопроводов.

1.3. ОСНОВНЫЕ ОПЕРАЦИИ ПРИ ПУСКЕ БЛОКА

В качестве примера рассмотрены основные операции по пуску блока из холодного состояния по унифицированной технологии, которые подразделяются на следующие этапы (см. рис. 1.3):

- вывод котла на предтопковые параметры пара;
- прогрев системы промпрегрева, ЦВД, перепускных труб и паровпускных частей турбины;
- толчок и разворот турбины до номинальной частоты вращения;
- синхронизация и включение в электрическую сеть турбогенератора со взятием начальной нагрузки;
- нагружение блока на скользящем давлении;
- повышение давления пара за котлом до номинального;
- нагружение блока при номинальном давлении.

При пуске блока из холодного состояния положение арматуры на паропроводах должно обеспечить прогрев тракта вплоть до регулирующих клапанов турбины (открыты ГПЗ, их байпасы, стопорные клапаны ЦВД и ЦСД).

Начальное тепловыделение в топочной камере должно быть на уровне 12—15% номинального (уточняют для каждого типа котла при первых пусках), что соответствует температуре дымовых газов в поворотной камере 420—500 °С.

С момента розжига форсунок (горелок) необходимо контролировать режим работы топочной камеры, производя подрегулировку тяги и дутья, поддерживая необходимое стабильное тепловыделение в топочной камере, постоянство растопочного расхода и давления питательной воды перед встроенной задвижкой (ВЗ), температуру дымовых газов в поворотной камере (не допуская перекаса по сторонам выше 40—50 °С), температуру мазута, которая перед форсунками должна соответствовать вязкости не выше

3—4 °ВУ (определяется по номограмме ВТИ), уровень и давление в растопочном сепараторе РС-2.

При давлении в растопочном сепараторе РС-2 0,25—0,3 МПа (2,5—3,0 кгс/см²) включают регулятор регулирующего клапана РК-2 и в дальнейшем поддерживают уровень в растопочном сепараторе РС-2. Параллельно пар из растопочного сепаратора РС-2 направляют в деаэрактор. После повышения температуры пара перед ПСБУ до значения, превышающего температуру насыщения на 30—40 °С, включают его регулятор давления, а на блоках 500 и 800 МВт дополнительно постепенно открывают ПСБУ СН. Параллельно с открытием ПСБУ СН клапан ПСБУ постепенно закрывается до ~20 % по указателю положения. При достижении температуры свежего пара за котлом 340—350 °С включают в работу пусковые впрыски и поддерживают температуру пара перед турбиной 280—300 °С. В дальнейшем температура свежего пара поддерживается согласно графику-заданию рис. 1.3.

Прогрев металла главных паропроводов до и после ГПЗ и корпусов блоков клапанов парораспределения ЦВД производят [1.14] до температуры 200—250 °С, прогрев металла паропроводов промпрегрева, ЦВД турбины и его перепускных труб до регулирующих клапанов, корпусов стопорных клапанов и перепускных труб ЦСД — до 140—170 °С.

На блоках 300 МВт проводят совмещенный прогрев ЦВД и системы промпрегрева. При этом подводят пар в ЦВД, повышают частоту вращения ротора до 800—1000 об/мин и при закрытых стопорных клапанах ЦСД сбрасывают пар из горячих паропроводов промпрегрева (ГПП) в конденсатор турбины.

После прогрева системы промпрегрева и ЦВД турбины первым способом закрывают ПСБУ СН, обеспаривают систему и закрывают сбросы из ГПП. Затем увеличивают тепловыделение в топочной камере и стабилизируют стартовый режим котла при давлении 2,0—4 МПа (20—40 кгс/см²), температуре 300—320 °С (уточняют для каждого типа котла при первых пусках) и вакууме в конденсаторе не менее 0,87 МПа (650 мм рт. ст.). Затем регулирующими клапанами ЦВД производят толчок ротора турбины и повышение частоты вращения до 800—1000 об/мин. При толчке ротора в зависимости от особенностей парораспределения турбины ПСБУ либо прикрывают, поддерживая постоянное давление свежего пара, либо оставляют в открытом положении, что способствует более полному открытию регулирующих клапанов ЦВД.

При втором способе прогрева ЦВД и системы промпрегрева после достижения требуемого их теплового состояния повышают вакуум в конденсаторе до 0,87 МПа (650 мм рт. ст.), открывают стопорные клапаны ЦСД и постепенным закрытием арматуры на сбросных линиях из ГПП производят дальнейшее повышение частоты вращения ротора.

В процессе повышения частоты вращения ротора тщательно контролируют все показатели, обеспечивающие безопасный пуск турбины.

До подачи пара в турбину при вращении ротора ВПУ отклонение стрелки указателя искривления вала не должно превышать 0,05. После толчка ротора производят тщательное прослушивание и осмотр турбины. Если при этом будут обнаружены явно выраженные задевания вращающихся частей о неподвижные, необходимо снизить частоту вращения. Если задевания не прекращаются, необходимо перейти на вращение ротора от ВПУ и проверить отсутствие превышений контролируемых величин, приведенных в табл. 1.2. После выдержки, необходимой для прослушивания и осмотра оборудования, частоту вращения ротора увеличивают за 4—5 мин до $n=800\div 1000$ об/мин. Дальнейшее ее увеличение до 3000 об/мин производят в соответствии с графиками-заданиями пуска блока (см. рис. 1.3 и табл. 1.1).

Критические частоты вращения валопроводов (табл. 1.3) проходят быстро (за 2—3 мин). В случае, если какой-либо из контролируемых показателей достигает своего предельного значения, частоту вращения ротора турбины снижают до 800—1000 об/мин и сохраняют ее до нормализации контрольных величин.

В процессе повышения частоты вращения следят за давлением и температурой масла в системе смазки и величиной перепада «масло — водород» в системе уплотне-

Т а б л и ц а 1.3. Значения критической частоты вращения валопроводов турбин, об/мин

Марка турбины и генератора, завод-изготовитель	Тип муфты	Тон поперечных колебаний								
		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	
К-300-240-2, ХТЗ; ТГВ-300, «Электро-тяжмаш»	Полу-гибкая	1200	1370	1680	1940—2060	4680	—	—	—	
К-500-240-2, ХТЗ; ТГВ-500, «Электро-тяжмаш»		1300	2140	2230	4290	4430	4700	—	—	
К-300-240-1, ЛМЗ; ТВВ-320-2, ЛПЭО «Электросила»	Жест-кая	1073	1826	2270	2683	3407	—	—	—	
К-800-240-3, ЛМЗ; ТВВ-800-2, ЛПЭО «Электросила»		830	1920	2030	2320	2350	2470	2590	2660	

ний генератора, обеспечивают повышение вакуума в конденсаторах, контролируют давление пара в коллекторе уплотнений турбины и разрежение в системе отсоса пара, поддерживают температуру масла на выходе из маслоохладителей в пределах 40—45 °С, следят за вибрацией турбины, проверяют вступление в работу системы регулирования, ведут контроль за работой системы обогрева фланцевых соединений ЦВД и ЦСД. Для обеспечения последующего повышения частоты вращения ротора дополнительно увеличивают производительность котла.

При достижении холостого хода пропускают ток через обмотку ротора генератора, проверяя оборудование под рабочим напряжением и замеряют вибрацию подшипников турбины и генератора. После стабилизации прогрева турбины выполняют испытание системы регулирования и автомата безопасности повышением частоты вращения согласно требованиям ПТЭ [1.15]. После синхронизации и включения генератора в электрическую сеть производят полное открытие регулирующих клапанов турбины и закрытие ПСБУ, что обеспечивает набор начальной электрической нагрузки 5—10% номинальной.

На некоторых типах блоков регулирующие клапаны устанавливают в положение, при котором номинальное давление свежего пара достигается при нагрузке 50—60 % номинальной, соответствующей пропускной способности встроенных сепараторов котла. Вслед за этим закрывают дренажи цилиндров турбины, перепускных трубопроводов ЦВД и ЦСД, паропроводов свежего пара и промперегрева, оставив приоткрытыми дренажи трубопроводов не включенных отборов. Дальнейший набор нагрузки осуществляют увеличением производительности котла и повышением параметров пара в соответствии с графиком-заданием пуска блока (см. рис. 1.3 и табл. 1.1). При нагрузке 10—15 % номинальной электрическое питание собственных нужд блока переводят на рабочую схему. На блоках 300 МВт при появлении избыточного давления в соответствующем отборе приступают к прогреву и пуску питательного турбонасоса.

Во время повышения нагрузки следят за работой системы регенерации, относительным положением и осевым сдвигом роторов, вибрацией подшипников, температурой масла, вакуумом в конденсаторе и другими показателями надежности работы блока. При повышении давления в отборах турбины до заданных значений пар из них подводят к потребителям (деаэратор, ТПН, турбовоздуховки и др.). По мере роста температуры среды перед встроенной задвижкой котла дроссельные клапаны Др-2 на сбросе среды из встроенных сепараторов прикрывают. При повышении температуры среды перед встроенной задвижкой до 410—420 °С сбросы из встроенных сепараторов полностью закрывают и котел переводят на работу по прямоточному режиму с дросселированием на клапанах Др-1. При этом РС-2 отключают от конденсатора.

При пуске с полностью открытыми регулирующими клапанами ЦВД после достижения нагрузки 50—60 % номинальной блок переводят на номинальное давление путем постепенного прикрывания регулирующих клапанов и параллельного повышения давления перед турбиной до 22 МПа (220 кгс/см²), полностью открывают встроенную задвижку, устанавливают давление перед турбиной 24 МПа (240 кгс/см²) и включают регулятор давления «до себя». При пуске блока с частично открытыми регулирующими клапанами ЦВД [1.18, 1.19] перевод блока на номинальное давление сводится к открытию встроенной задвижки при росте давления перед турбиной до 22 МПа (220 кгс/см²). При переводе котла на прямоточный режим работы включают штатные впрыски, исходя из поддержания пусковых впрысков в диапазоне регулирования. Последние отключают при достижении номинальных температур пара. Дальнейшее нагружение блока осуществляют увеличением тепловой нагрузки котла и переводом его на основное топливо.

Во время нагружения блока выполняют следующие операции:

при нагрузке 35—40% номинальной включают в работу второй бустерный насос, КЭН-I и КЭН-II;

при достижении 70 %-ного открытия регулирующего клапана на сливе греющего пара из ПНД № 2 в конденсатор (нагрузка турбины около 15 % номинальной) включают сливные насосы ПНД № 2;

при достаточном давлении в первом по ходу воды ПВД дренаж его греющего пара переводят на деаэратор;

при достижении в деаэраторе номинального давления пара его подводят на уплотнения турбины;

по мере роста нагрева циркуляционной воды в конденсаторах нагружают циркуляционные насосы (нормально нагрев воды должен находиться на уровне 10 °С);

при пуске на питательном электронасосе (блоки 300 МВт) при нагрузке блока 65—70 % номинальной переходят на турбопитательный насос;

при пуске на турбопитательном насосе (блоки 500—800 МВт) при нагрузке 40—50 % включают второй насос;

при росте давления пара на выходе турбовоздуховки (ТВ) до 0,12—0,15 МПа (1,2—1,5 кгс/см²) переводят подачу пара на калориферы котла от турбовоздуховки (пар от коллектора собственных нужд блока закрывают).

Отключение системы обогрева фланцевых соединений ЦВД и ЦСД производят после достижения номинальных температур стенок паровпускных частей цилиндров при разности температур по ширине фланцев менее 80 °С.

Для предотвращения выхода относительных перемещений роторов за допустимые пределы применяют следующие способы их стабилизации:

если ротор ЦВД или ЦСД сокращается быстрее цилиндра, то прекращают подачу пара на обогрев фланцев и шпилек, повышают температуру свежего пара или пара промежуточного перегрева и увеличивают нагрузку;

если ротор ЦВД или ЦСД расширяется быстрее цилиндра, то увеличивают подачу пара на обогрев фланцев и шпилек, прекращают повышение температуры свежего пара или пара промежуточного перегрева или несколько снижают их (если этого окажется недостаточно, следует прекратить повышение нагрузки);

если ротор ЦНД сокращается (расширяется) быстрее цилиндра, то увеличивают (уменьшают) значение вакуума;

если после выполнения всех указанных мероприятий относительные удлинения роторов все же превысят предельные значения, то турбина должна быть остановлена и вращение роторов переведено на ВПУ.

Для контроля за механическим состоянием турбины в период первого пуска после ремонта и набора нагрузки наиболее важное значение имеют измерения расширений, позволяющие предотвратить радиальные и осевые задевания, а также текущее измерение вибрации. Поэтому при первых пусках турбины после ремонта необходимо фиксировать максимальные разности температур по цилиндрам, максимальные удлинения и укорочения роторов, время их появления и связь с режимами, а также смещения кор-

пусков турбины во всех направлениях. Это позволяет выявить дефекты изоляции, уплотнений, работы дренажей и т. д. Например, увеличение разности температур между верхними и нижними образующими ЦВД и ЦСД, продолжающееся в течение определенного времени после синхронизации генератора, говорит о плохом прогреве низа цилиндра, что, как правило, связано с недостатками в дренаживании и т. п.

При первом пуске после ремонта и работе турбины под нагрузкой определяют ее вибрационное состояние выполнением замеров вибрации подшипников на холостом ходу без возбуждения и с возбуждением генератора, а также при промежуточных и номинальных нагрузках. Измерение вибрации, как правило, производят при установившемся тепловом состоянии турбины, стабильных параметрах пара, расчетном вакууме и температуре масла, поступающего на подшипники, около 40 °С. Вибрацию измеряют в местах, указанных в формуляре, в трех направлениях (вертикальном, горизонтально-продольном и горизонтально-поперечном). Результаты заносят в формуляр. Вибрация согласно ПТЭ не должна превышать 30 мкм; в противном случае проводят вибрационную наладку турбины [1.15].

Особенности пусков из неостывшего и горячего состояний вытекают из изложенного в § 1.1. Графики-задания пусков представлены в табл. 1.1, 1.4 и на рис. 1.4, 1.5.

Таблица 1.4. Характеристика режимов пуска дубль-блока 300 МВт по моноблочной схеме

Исходная температура верха корпуса турбины в зоне паро- пуска		Ориентировочная продолжительность простоя блока, ч	Продолжительность пуска от розжига горелок до толчка ротора турбины, ч-мин	Параметры пара перед толчком ротора турбины			Продолжительность повышения частоты вращения турбины, мин	Продолжительность нагрузки до 300 МВт, ч-мин	Температура пара к моменту окончания нагрузки до 300 МВт		Общая продолжи- тельность пуска блока, ч-мин
ЦВД	ЦСД			p_0 , МПа (кгс/ см ²)	t_0 , °C	$t_{пп}$, °C			t_0 , °C	$t_{пп}$, °C	
150	100	—	0—45	1,6 (16)	280	270	55	3—30	520	520	5—10 (с момента окончания горячей водной отмывки)
280— —180	220— —160	60—90	1—30	1,6 (16)	380— —280	320— —280	40	3—30	520	540	5—40 (без горячей водной отмывки)
340— —280	300— —220	32—55	2—10	1,6 (16)	440— —380	400— —320	40	2—30	530	520	5—20
360— —320	340— —300	18—30	2—10	1,6 (16)	460— —420	440— —400	40	2—00	530	535	4—50
400— —360	400— —340	10—16	1—35	1,6 (16)	500— —460	500— —440	30	1—40	540	540	3—45
Не менее 400	Не менее 420	2—8	1—05	6—7 (60— —70)	520	520	15	1—30	540	540	2—50
		Не более 1—00	0—35	18 (180)	540	540	05	0—35	540	540	1—15 (с момента окончания вентиляции корпуса 1)

Пуск из состояния горячего резерва в отличие от унифицированной технологии проводится на прямоточном режиме.

Пуск блока из горячего резерва требует проведения большого числа дискретных операций (включение — отключение вспомогательных механизмов, арматуры, форсунок-горелок котла и т. п.) и операций по управлению технологическим процессом. Часть операций должна проводиться параллельно и за минимальное время. В этих условиях требуются четкое распределение обязанностей между оперативным персоналом, контроль за его действиями, высокая оперативная и техническая дисциплина.

Применение технологии пуска на прямоточном режиме позволяет наиболее быстро восстановить исходную нагрузку блока. Номинальная нагрузка может быть достигнута, например, на блоке 300 МВт через 65—70 мин после включения форсунок (горелок) котла. Пуск блока на прямоточном режиме разрешается, если длительность простоя не превысила 30 мин при сохранившемся сверхкритическом давлении среды в пароводяном тракте и температуре дымовых газов в поворотной камере котла не менее 500 °С.

Основными особенностями пуска из горячего резерва являются: минимальная, с учетом требований [1.15], длительность вентиляции газозоудного тракта перед пуском; быстрое включение мазутных форсунок (горелок) сразу после установления растопочного расхода питательной воды; установление расхода топлива на предельном уровне, определяемом из условий обеспечения допустимого температурного режима неохлаждаемого промежуточного перегревателя; снижение давления свежего пара перед турбиной перед толчком ротора до 16—18 МПа (160—180 кгс/см²).

При растопке котла из горячего резерва обычно расход пара через пароперегреватель устанавливается быстрее, чем растет температура дымовых газов, вследствие чего наблюдается, как правило, некоторое снижение температуры свежего пара. При пусках блоков из горячего резерва термонапряженное состояние оборудования не лимитирует продолжительность пуска, которая определяется технологическими условиями и возможностями оперативного персонала.

Ряд особенностей содержится также в технологии пуска дубль-блока. Пуск проводится на одном из корпусов котла, вплоть до перевода на номинальное давление и нагружение до 45—50 % номинального. Параллельно с нагружением в первом корпусе производится растопка второго корпуса и его подключение к работающей турбине, затем турбина нагружается повышением паропроизводительности второго корпуса при неизменной нагрузке первого.

При отказе от работы дубль-блоков на одном корпусе котла появилась возможность перехода на моноблочную технологию пуска [1.13]. При этом графики-задания пуска дубль-блока (табл. 1.4) из холодного и неостывшего состояний строятся с учетом допустимого смещения во времени розжига мазутных форсунок (горелок) второго корпуса котла на 10—15 мин по сравнению с первым. При такой организации начальной стадии пуска дубль-блока к окончанию прогрева паропроводов свежего пара тепловые состояния корпусов котла практически выравниваются и обеспечиваются расчетные режимы работы сбросных трубопроводов из растопочного сепаратора РС-2.

В случае несинхронного прогрева корпусов котла на сепараторной фазе нагружения дубль-блока (после перевода одного из корпусов на прямоточный режим) нагружение его приостанавливают до перевода на прямоточный режим второго корпуса. После этого нагружение дубль-блока ведется одновременно обоими корпусами котла.

Режимы пуска блока значительно сложнее и ответственнее стационарных режимов не только из-за экстремальных значений напряжений, возникающих в различных элементах, но и из-за вероятных ошибок оперативного персонала. Поэтому наряду с четкой организацией, высокой дисциплинированностью и квалификацией оперативного персонала особое значение приобретает документальная фиксация основных параметров оборудования при пуске блока.

В последние годы для совершенствования пуска блоков СКД на многих электростанциях применяются режимные карты, пусковые ведомости и сетевые графики. Кро-

ме того, для осуществления возможности последующего анализа реализованного режима и объективной оценки работы эксплуатационного персонала на некоторых электростанциях внедрены системы оценки качества пусков.

Режимная карта пуска блока из любого теплового состояния представляет собой номограмму, состоящую из четырех квадрантов: в левом верхнем квадранте расположены кривые для определения толчков параметров свежего пара, в левом нижнем — кривая для определения длительности разворота турбины до частоты вращения 3000 об/мин, в правом верхнем — кривая подъема температуры пара и в правом нижнем — кривая нагружения блока.

Пусковая ведомость включает в себя режимную карту и специальную таблицу, где в технологическом порядке указываются все пусковые операции и их нормативная длительность, причины и время задержек при выполнении отдельных технологических операций и принятые меры по устранению причин задержек. В таблицу вносятся данные об исходном состоянии блока: температура металла паропусков ЦВД и ЦСД, паропроводов, блоков парораспределения, толчковые параметры пара, время начала пуска и т. д.

Оперативный персонал перед пуском блока намечает на режимной карте программу пуска в зависимости от теплового состояния турбины, и в дальнейшем весь процесс пуска ведется в строгом соответствии с номограммой. О всех параметрах и отклонениях режима пуска ведется запись в пусковой ведомости. Достоинствами режимной карты и пусковой ведомости являются возможность быстрого определения оптимальной программы пуска блока из любого теплового состояния, а также возможность контроля правильности ведения пускового режима в любой момент времени.

Сетевой график пуска разрабатывается с учетом оптимальной организации пусковых режимов, возможностей оперативного персонала, соблюдения требований инструкций по обслуживанию оборудования. Сетевой график позволяет уменьшить расходы энергоресурсов на пуски, сократить непроизводительные потери времени, особенно на подготовительные операции, и уменьшить общую продолжительность пуска.

Оценка работы оперативного персонала, обеспечивающего пуск блока, определяется наличием или отсутствием отклонений режима от номограммы пуска, а также критериев надежности от их предельных значений.

Для уменьшения затрат времени на фиксирование основных пусковых операций и параметров, обеспечения возможности контроля и анализа режимов пусков на основе типовых эксплуатационных инструкций разрабатывают пусковые ведомости, представляющие собой перечень операций, приведенных в технологической последовательности их выполнения и являющихся программой действия персонала при пуске. Для составления полной картины пуска и останова в пусковой ведомости предусматривается запись теплового состояния блока, предшествующего пуску, а также регистрация отказов в работе арматуры, электроприводов, насосов, защит, КИП, препятствующих нормальному пуску блока.

Параллельно с заполнением пусковой ведомости ведутся записи в оперативном журнале в соответствии с показаниями эксплуатационных приборов. Анализ качества пуска осуществляется персоналом цеха наладки и испытаний. Для ознакомления оперативного персонала с результатами этого анализа разрабатывают специальную ведомость, которая заполняется персоналом цеха наладки и испытаний. В этой ведомости фиксируются нарушения критериев надежности, выявленные в результате анализа, определяются пережог топлива и соответствие режима пуска типовому графику-заданию. В графе «замечания по пуску» приводится краткий анализ отклонений от нормального режима пуска, оцениваются действия оперативного персонала и готовность оборудования к пуску, оценивается качество работы ремонтных подразделений и определяется оценка качества пуска блока в целом.

Заполненная ведомость анализа и оценки качества пуска блока совместно с пусковой ведомостью возвращается на щит управления для проработки их с оперативным персоналом.

1.4. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ОРГАНИЗАЦИИ РЕЖИМОВ ОСТАНОВА БЛОКОВ

Остановы блоков разделяются на плановые, выполняемые после проведения соответствующих подготовительных работ, и аварийные, которые производятся внезапно в результате действия автоматических защит или ручного воздействия на ключ останова. Как и при пуске, во время останова блока происходят изменения температурного и механического состояния отдельных узлов и блока в целом, которые необходимо контролировать. Плановые остановки блока могут производиться как без специального принудительного расхолаживания оборудования, так и с расхолаживанием турбины, паропроводов, котла. Останов при выводе блока в резерв, а также при необходимости проведения ремонтных работ, выполнение которых не связано с температурным состоянием паропроводов, котла и турбины для сокращения длительности последующего пуска, целесообразно производить без расхолаживания оборудования. Технология такого останова блока предусматривает плановую его разгрузку при номинальных параметрах свежего пара и максимально возможной (не ниже 515 °C) температуре пара промежуточного перегрева примерно до нагрузки 45—50 % номинальной с последующим погашением топki котла, быстрой разгрузкой турбины до 25—30 % номинальной и ее отключением защитными устройствами. После гашения топочной камеры закрываются регулирующие питательные клапаны (РПК), встроенная задвижка, клапаны Др-1, Др-3, и открытием ПБСУ обеспаривается пароперегреватель, при этом давление в тракте до встроенной задвижки «консервируется».

Для предельного сокращения продолжительности последующего пуска оптимизация режима останова проводится в направлении максимального снижения возникающих в деталях температурных напряжений, противоположных по знаку пусковым, с предельно возможной консервацией теплового состояния турбины [1.18]. Для блоков СКД, не допускающих работу на скользящем давлении, разгрузка до минимальной нагрузки (для газомазутных блоков до 40—50 %) целесообразно проводить с небольшой скоростью (0,5—1,0 % номинальной в минуту), обеспечивающей умеренный уровень напряжений в деталях, и с поддержанием номинальных параметров пара за котлом, после чего следует гасить топку котла и отключать турбину. Если же блок допускает работу на скользящем давлении, то разгрузку следует проводить при неизменном положении регулирующих клапанов, при этом температура пара в проточной части, а следовательно, и температура металла при разгрузке почти не изменяются. При останове перед коротким простоем некоторое снижение температуры цилиндров может оказаться целесообразным, если не удастся избежать глубокого и резкого захлаживания деталей на начальной стадии последующего пуска.

Останов блока с расхолаживанием турбины и паропроводов производится при его выводе в капитальный ремонт, а также в случаях, когда предполагаются ремонтные работы, требующие остывания турбины. Расхолаживании турбины и паропроводов проводится глубокой разгрузкой блока при плавном снижении температуры свежего пара и температуры пара промежуточного перегрева до 300—320 °C в соответствии с графиком-заданием (рис. 1.6).

Технология останова блока с расхолаживанием турбины и паропроводов обеспечивает на завершающей стадии разгрузки охлаждение ЦВД турбины приблизительно до 180 °C. Для упрощения операций технология останова ориентирована на изменение на каждом этапе расхо-

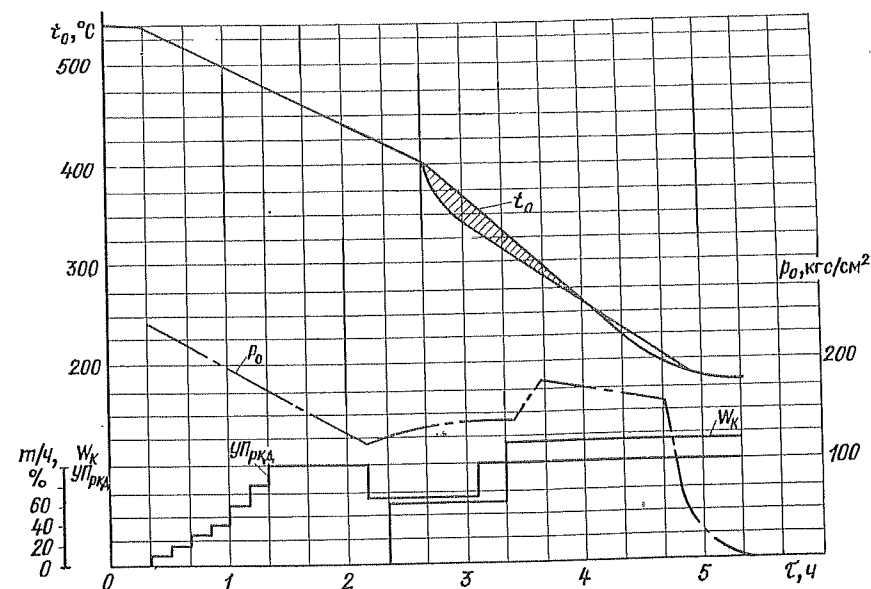


Рис. 1.6. График-задание останова блока 300 МВт с расхолаживанием котла и паропроводов. (Обозначения см. на рис. 1.3)

лаживания лишь одного из регулируемых параметров: нагрузки, давления, температуры свежего пара, положения регулирующих клапанов ЦВД.

При необходимости выполнения ремонтных работ на котле или паропроводах свежего пара производится их расхолаживание без расхолаживания турбины. Останов блока с принудительным расхолаживанием оборудования значительно сокращает длительность простоя его в ремонте.

Во время работы блока возможно возникновение аварийных режимов, а также повреждение отдельных узлов оборудования и тепловой схемы. Блок должен быть аварийно остановлен в случаях [1.15]:

- останова котла моноблока или обоих корпусов дубль-блока;
- отключения турбины, связанного с ее повреждениями или опасными нарушениями режима работы;
- отключения генератора или трансформатора блока из-за внутренних повреждений;
- отключения всех питательных насосов;
- образования сквозных трещин или разрыва питательного трубопровода, паропровода, корпуса деаэратора;
- потери напряжения на всех приборах теплотехнического контроля;
- пожара, угрожающего обслуживающему персоналу или оборудованию;
- отключения турбины и генератора, если отсутствует система автоматического перевода блока на холостой ход.

При аварийном останове блока до установления причины останова производится консервация давления в тракте до встроенной задвижки и уплотнение газовоздушного тракта. После выявления причин останова блок должен подготавливаться к пуску либо должны быть продолжены операции по выводу оборудования в ремонт.

Перед предстоящим плановым остановом блока необходимо выполнить подготовительные операции, которые должны обеспечить нормаль-

ное, безаварийное осуществление заданного режима разгрузки и останова. К этим операциям в первую очередь следует отнести переключение деаэраторов, эжекторов и уплотнений турбины на питание паром от коллектора собственных нужд блока, опробование резервного и аварийного масляных насосов, расхолаживание стопорных и регулирующих клапанов турбины, расхолаживание задвижек перед блоками парораспределения и промпрегрева, проверка исправности действия паровых и водяных клапанов ПСБУ, систем охлаждения пара в пароприемных устройствах конденсатора, систем защиты и блокировок блока, а также регистрирующих и показывающих контрольно-измерительных приборов.

Особенности останова турбины

При плановом останове блока отключение генератора от сети производится после закрытия стопорных и регулирующих клапанов турбины при условии, что по показаниям приборов на генераторе нет вырабатываемой мощности.

В случае, если после закрытия стопорных и регулирующих клапанов генератор вырабатывает активную мощность, необходимо плотно закрыть ГПЗ, а также арматуру на всех трубопроводах, по которым возможно поступление пара в ЦВД, ЦСД или ЦНД турбины. После этого разрешается отключение генератора от сети. При необходимости снятия кривой выбега ротора турбины следует поддерживать давление в конденсаторе на уровне 4—10 кПа и постоянную температуру масла после маслоохладителей до полного останова ротора. Сразу после останова ротора турбины необходимо перейти на вращение его валоповоротным устройством. При останове турбины на период до 4 ч целесообразно во время останова поддерживать давление в конденсаторе на уровне 15,0—28 кПа, подавая на концевые уплотнения ЦВД и ЦСД пар с температурой 320—350 °C. При останове блока без расхолаживания турбины и паропроводов необходимо непрерывно вращать ротор валоповоротным устройством в течение 36 ч после останова. Затем следует производить периодическое проворачивание ротора турбины на 180° через каждые 30 мин до достижения температуры наружного корпуса ЦВД в районе паровпуска ниже 200 °C. После прекращения проворачивания ротора турбины необходимо продолжать непрерывную подачу масла на охлаждение подшипников турбины до понижения температуры паровпускной части наружного корпуса ЦВД до 150 °C. Операции по открытию дренажей и продувок из турбины и трубопроводов должны предотвращать скопление влаги в указанных полостях и не допускать неравномерного захлаживания отдельных элементов установки. Дренажи из трубопроводов I—IV отборов до обратных клапанов, а также продувки пароприемных камер блоков высокого и среднего давления и перепускных труб ЦВД необходимо открыть спустя 36—40 ч после останова турбины. Дренажи из корпусов ЦВД и ЦСД и продувочные линии из паропроводов свежего пара перед ГПЗ разрешается открыть после достижения температуры металла паровпускных частей ЦВД, ЦСД и паропроводов свежего пара ниже 200 °C. Остальные дренажи и продувки турбины должны быть открыты сразу после ее останова.

Аварийные остановки турбины производят как со срывом, так и без срыва вакуума в конденсаторе. Срыв вакуума в конденсаторе осуществляется путем подачи в него воздуха через специальный клапан и прекращения отсоса воздуха основными эжекторами. Срыв вакуума производится автоматически при срабатывании соответствующих защит или персоналом после отключения генератора от сети. Цель срыва вакуума — уменьшение времени выбега ротора турбины вследствие резкого повышения потерь на трение и вентиляцию. Останов со срывом вакуума производится в случаях, когда длительное вращение ротора турбины может способствовать развитию аварии:

- повышение частоты вращения ротора турбины сверх предела уставки срабатывания автомата безопасности (выше 56 с⁻¹);
- внезапное повышение вибрации турбины на 30 мкм;
- недопустимый осевой сдвиг ротора;

недопустимое падение давления масла в системе смазки или недопустимое снижение уровня масла в масляном баке;
гидравлические удары в турбине или паропроводах;
явно слышимые металлические звуки и необычные шумы внутри турбины;
появление искр или дыма из подшипников или концевых уплотнений;
внезапное повышение температуры масла на выходе из любого подшипника сверх 75 °С, или температуры баббита любой из колодок упорного подшипника, или вкладышей опорных подшипников свыше 100 °С;

воспламенение масла на турбине и невозможность немедленно ликвидировать пожар;
разрывы паропроводов свежего пара, промперегрева, отборов, трубопроводов основного конденсата, питательной воды, маслопроводов и невозможность отключения поврежденного участка.

Аварийные остановки турбины без срыва вакуума производятся:
при недопустимом снижении вакуума в конденсаторе;
при относительном положении роторов, превышающем допустимые пределы, при достижении разности температур верхних и нижних образующих корпусов ЦВД или ЦСД более 35 °С;

при работе турбины с недопустимыми параметрами свежего пара или пара промежуточного перегрева;

при невозможности устранить появившиеся течи масла после 2 мин работы генератора в моторном режиме;

при закрытии какого-либо стопорного клапана высокого или среднего давления при его расхолаживании и невозможности его открытия в течение 10 мин.

При останове необходимо осуществлять контроль за температурой баббита подшипников турбины, которая не должна превышать 90 °С, и за величиной прогиба ротора ЦВД и ЦСД по приборам эксцентриситета или с помощью индикаторов. Максимально допустимый прогиб консоли роторов высокого и среднего давления во время останова и при вращении валоповоротным устройством не должен превышать 0,08 мм (биение 0,16 мм) и 0,12 мм (биение 0,24 мм) для роторов ЦВД и ЦСД соответственно. При наличии биения ротора необходимо его выправлять, временно останавливая в таком положении, чтобы выпуклая часть ротора находилась вверху.

Прогиб ротора должен тщательно контролироваться при пуске турбины даже после кратковременного останова. Пуск турбины с биением ротора высокого или среднего давления более 0,05 мм недопустим, так как это может привести к остаточному прогибу ротора.

Особенности останова блоков с расхолаживанием котла и паропроводов

Опыт эксплуатации показывает, что в 30—35% случаях всех остановов котлов СКД требуется их глубокое охлаждение для последующего проведения ремонтно-восстановительных работ. Расхолаживание котла только выпуском пара и вентиляцией топочной камеры тягодутьевыми машинами не обеспечивает достижения допустимого темпа остывания. Применяемое на электростанциях принудительное расхолаживание водой ускоряет процесс охлаждения пароводяного тракта. При этом необходимо, с одной стороны, обеспечивать высокий темп охлаждения котла до температур ниже 150 °С, а с другой — выдерживать значения возникающих термических напряжений, не превышающие допустимых для любого элемента пароводяного тракта блока.

При останове, например, блока 300 МВт с расхолаживанием котла и паропроводов блок разгружают со скоростью 3 МВт/мин до 50 % номинала, затем переводят котел на питание от электронасоса (ПЭН), турбонасос останавливают. Разгрузку пылеугольного котла производят отключением пылепитателей горелок верхнего яруса. Одновременно

включают мазутные форсунки нижнего яруса для обеспечения устойчивого горения. Разгрузку мазутного котла производят снижением давления мазута перед горелками с помощью регулирующего клапана. После истощения диапазона регулирования клапаном дальнейшее уменьшение тепловыделения в топочной камере производят отключением горелок верхнего яруса.

При нагрузке 40—50 % номинальной блок останавливают, отключают турбогенератор от сети, проверяют закрытие стопорных клапанов и ГПЗ, обеспаривают систему промперегрева, закрывают встроенную задвижку и проверяют открытие клапанов Др-1, Др-3. Затем постепенным открытием регулирующих клапанов на дренажах перед ГПЗ (РКД) начинают расхолаживание котла и паропроводов (выпуском пара из котла). После снижения температуры свежего пара до 400—420 °С включают питательный насос на рециркуляцию и устанавливают расход питательной воды на котел ~8 % номинального (по 4 % на поток). Прокачку воды с этим расходом ведут исходя из снижения температуры среды за котлом до 300—320 °С. Затем полностью открывают РКД, увеличивают расход питательной воды до 12—15 % номинального и ведут прокачку воды исходя из снижения температур металлоемких элементов тракта до температуры питательной воды.

На блоках 800 МВт, где допустимые скорости охлаждения паросборных камер и паропроводов существенно меньше, применяют расхолаживание пароперегревателя и паропроводов путем подвода пара из коллектора собственных нужд через растопочный сепаратор РС-2 в пароводяной тракт со сбросом через ПСБУ в конденсатор. На заключительном этапе расхолаживание проводят водой с пониженным ее расходом.

Перечисленные способы не обеспечивают интенсивное расхолаживание тракта промежуточного перегрева пара, что увеличивает общую длительность охлаждения котла. Поэтому на ряде электростанций [1.17] пар из коллектора собственных нужд или растопочного сепаратора РС-2 направляют для принудительного расхолаживания тракта промежуточного перегрева. Иногда используют также способ воздушного расхолаживания, заключающийся в том, что холодный воздух просасывается через принудительно открытые предохранительные клапаны холодных паропроводов промперегрева и сбрасывается из горячих паропроводов в конденсатор турбины.

Глава вторая

РАБОТА БЛОКОВ ПОД НАГРУЗКОЙ

2.1. РАБОТА БЛОКОВ В СТАЦИОНАРНЫХ РЕЖИМАХ

Наблюдение и уход за работой оборудования

Основной задачей эксплуатации оборудования является обеспечение заданной его нагрузки, надежности и экономичности как отдельных систем, так и установки в целом. Оборудование должно работать с включенными автоматическими регуляторами, защитами и блокировками. Контрольные показатели его работы не должны превышать предельных значений, указанных в инструкциях заводов-изготовителей.

При работе оборудования необходимо:

- производить регулярно его осмотр;
- записывать периодически показания контрольно-измерительных приборов;
- контролировать работу отдельных механизмов, систем, узлов и агрегатов;

следить за исправностью систем регулирования, защит и блокировок, устройств автоматического регулирования, дистанционного управления и контрольно-измерительных приборов;

контролировать правильность показаний дистанционных указателей положений органов регулирования и защиты;

производить в соответствии с инструкциями расхаживание отсечных, стопорных и регулирующих клапанов, управляющих золотников, паровых задвижек, шиберов и других регулирующих устройств;

периодически вводить в работу и нагружать резервное технологическое оборудование.

При обнаружении каких-либо неисправностей в работе оборудования и отклонений показаний приборов от нормальных значений необходимо немедленно выявлять и устранять их причины.

Работа котлов

Режимы стационарной работы котлов согласно ПТЭ осуществляются в строгом соответствии с режимными картами и нормативными характеристиками (1.15).

Режимные карты составляются на основании результатов режимно-наладочных или балансовых испытаний для тепловых нагрузок охватывающих полный диапазон допустимых нагрузок котла. В них указываются основные параметры котла: температуры питательной воды, первичного и вторичного пара, температуры пара перед впрысками, температуры уходящих газов, подогрева мазута (для мазутных котлов), температуры воздуха перед воздухоподогревателем (для сернистых и влажных топлив), давления в коробе первичного воздуха (для пылеугольных котлов).

Одним из основных показателей, характеризующих режим котла, является избыток воздуха, поэтому в режимных картах для каждой нагрузки котла указываются содержания кислорода или диоксида углерода в дымовых газах за пароперегревателем. В режимных картах даются указания о количестве и режиме работы горелок или форсунок, расходе топлива (для газомазутных котлов), количестве и загрузке включенных в работу тягодутьевых машин. Вносят в режимные карты также некоторые показатели, облегчающие поддержание оптимального режима, как, например, температуру газов в поворотной камере, давление воздуха за воздухоподогревателем, сопротивление воздухоподогревателя, расход воздуха на мельницы и др.

В режимных картах указывается, для каких условий работы котлов они составлены: основные характеристики топлива, наличие подсветки факела мазутом или газом, режимы очистки поверхностей нагрева, положение регулирующих органов на воздухопроводах перед горелками и на линиях рециркуляции газов и т. д.

Для пылесистем с промежуточным бункером пыли составляются отдельные режимные карты, в которых указываются оптимальные параметры систем пылеприготовления: шаровая загрузка мельницы, тонкость и влажность пыли, разрежение перед мельницей, ее аэродинамическое сопротивление, температура сушильного агента за мельницей, расход вентилирующего воздуха, загрузка мельничного вентилятора и др. Основные параметры работы мельничных систем со схемами прямого вдувания вносятся в режимные карты котла.

Для обеспечения экономичной и надежной работы котла настройка систем автоматического регулирования должна соответствовать указа-

ниям режимной карты. При отклонениях параметров сверх указанных в режимной карте эксплуатационный персонал должен корректировать работу регуляторов, а при их повреждении — переходить на дистанционное управление.

Одним из важных факторов, влияющих на экономичность и надежность работы котлов, является обеспечение равномерного распределения первичного и вторичного воздуха по секциям воздухоподогревателей, по воздухопроводам, раздающим воздух по сторонам котла, и по отдельным горелкам. Особенно важно сохранять оптимальные распределения потоков при останове одного из вентиляторов, учитывая, что нарушение равномерного распределения воздуха между работающими горелками может привести к значительному ухудшению процесса горения, увеличению потерь с недожогом топлива, шлакованию поверхностей нагрева, сепарации пыли на под топки, появлению температурных перекосов в топочной камере и газоходах. При отключении одной или нескольких горелок необходимо обеспечить равномерное распределение воздуха между оставшимися в работе горелками. Все регенеративные воздухоподогреватели (РВП) постоянно должны находиться в работе, и через них должен обеспечиваться одинаковый пропуск газов и воздуха. При аварийном останове одного из РВП необходимо разгрузить котел до нагрузки, при которой обеспечивается равномерная и достаточная подача воздуха к работающим горелкам. Это в равной степени относится и к газовому тракту, схема которого должна обеспечивать равномерный отсос газов по ширине котла при останове одного из дымососов. Нарушение этой равномерности здесь также приводит к ухудшению режима горения, снижению экономичности, шлакованию и ухудшению условий работы поверхностей нагрева. Наконец, при работе котла необходимо обеспечивать равномерное распределение топлива и дымовых газов рециркуляции между горелками.

Согласно ПТЭ при эксплуатации котлов СКД температура воздуха, поступающего в воздухоподогреватель, поддерживается [1.15] в соответствии с данными табл. 2.1.

В случаях сжигания мазута с предельно малыми избытками воздуха на выходе из топки (менее 1,02) или применения эффективных антикоррозионных средств (присадок, материалов, покрытий) температура воздуха перед воздухоподогревателями может быть снижена против указанных значений и установлена на основании испытаний [1.15].

При работе котла должны соблюдаться тепловые режимы, обеспечивающие поддержание в каждой ступени и каждом потоке пароперегревателей допустимые температуры пара. При эксплуатации контролируется, как правило, температура пара, а не превышающая ее температура металла труб пароперегревателей. В радиационных ступенях пароперегревателя, расположенных на стенах топки, и в ширмах это превышение может достигать 100 °С и больше; в конвективных ступенях раз-

Таблица 2.1. Температура воздуха на входе в воздухоподогреватель, °С

Вид топлива	Воздухоподогреватели	
	трубчатые	регенеративные
Каменный уголь с $S_{пр} \leq 0,4\%$, антрациты	30	30
Бурый уголь с $S_{пр} > 0,4\%$	80	60
Каменный уголь с $S_{пр} > 0,4\%$	60	50
Мазут с содержанием серы более 0,5%	110	70
Мазут с содержанием серы 0,5% и менее	90	50

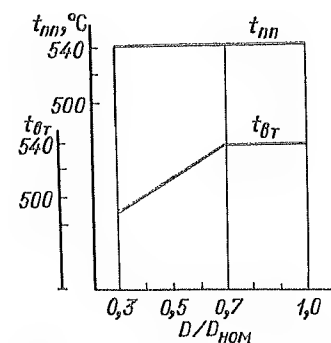


Рис. 2.1. Статические характеристики свежего пара и пара промежуточного перегрева котла

ность температур металла и пара значительно меньше [1.16]. Кроме того, средняя температура пара, измеряемая в паропроводах между ступенями пароперегревателя, а также в коллекторах, отличается от температуры пара в отдельных трубах вследствие теплогидравлической разверки в поверхности нагрева. Поэтому средние значения температур за ступенями пароперегревателя задаются в режимных картах с учетом температурной разверки, определенной в процессе режимно-наладочных испытаний при различных режимах работы котла. Следует, однако, иметь в виду, что температурной разверки могут изменяться из-за нарушения нормальной работы горелочных устройств, неравномерного загрязнения труб и других эксплуатационных причин. Это часто требует дополнительного штатного контроля температур по отдельным особенно теплонпряженным змеевикам пароперегревателей. Поэтому при работе котла производится перераспределение расходов воды на его питание и впрыски, расходов топлива между ярусами горелок и по сторонам топочной камеры, исходя из обеспечения надежной работы поверхностей нагрева.

При эксплуатации котлов следует контролировать изменения во времени статических характеристик—зависимостей значений параметров среды или показателей режимов работы от тепловой нагрузки. В качестве примера на рис. 2.1 приведены статические характеристики температуры свежего пара и пара промежуточного перегрева [2.15].

Согласно ПТЭ на котлах, сжигающих в качестве основного топлива мазут с содержанием серы более 0,5%, как правило, организуется его сжигание при малых (1,02—1,03) коэффициентах избытков воздуха на выходе из топки при обязательном выполнении установленного комплекса мероприятий по переводу котлов на этот режим; подготовка топлива, применение соответствующих конструкций горелочных устройств и форсунок, уплотнение топки, оснащение котла дополнительными приборами контроля и автоматикой процесса горения и др. Несоблюдение этих требований может привести к увеличению потерь с химическим и механическим недожогами, отложениям на поверхностях нагрева сажи, которая может загореться и вызвать значительные повреждения оборудования. Кроме того, выброс сажистых частиц загрязняет воздушный бассейн.

Экономичность котлов [2.11] при сжигании твердых топлив во многом определяется потерями теплоты с механическим недожогом, которые складываются из потерь с уносом и шлаком, причем основная доля потерь приходится на потери с уносом.

Для контроля за содержанием в золе несгоревших частиц согласно [1.15] предусматривается выполнение на всех котлах, где потери q_4 превышают 0,5%, специальной установки для отбора проб уноса. Этот отбор производится перед или за последней поверхностью нагрева (обычно до или после первой ступени воздухоподогревателя) с каждой стороны газохода котла. Периодичность отбора проб уноса зависит от вида сжигаемого топлива и его стабильности. На котлах, сжигающих такие слабореакционные топлива, как АШ и тощие угли, когда потери q_4 пре-

вышают 1,5—2%, отбор проб уноса производят ежемесячно. Потери со шлаком составляют обычно незначительную долю от общих потерь q_4 , поэтому их регулярный контроль, как правило, не производится. Однако при резких нарушениях топочного режима, переходе на новый вид топлива, а также на котлах, где наблюдается постоянная сепарация несгоревшей пыли в низ топочной камеры, ведется контроль за содержанием углерода в шлаке.

При эксплуатации котлов в случае выяснения причин отклонения параметров от заданных, при переходе на сжигание нового вида или марки топлива, после реконструкции топочной камеры и установки дополнительных поверхностей нагрева согласно ПТЭ производится замена или корректировка режимной карты [1.15]. Для этого проводятся очередные эксплуатационные режимно-наладочные испытания. Часто отдельные коррективы вносятся в режимные карты после уплотнения топки и газоходов, замены кубов или набивки воздухоподогревателей, установки дополнительных средств очистки поверхностей нагрева, замены или наплавки изношенных лопаток дымососов и др.

Режимно-наладочным испытаниям, как правило, должна предшествовать наладка котла и вспомогательного оборудования: настройка топочного режима, режимов работы пылеприготовительных установок, золоулавливания и золоудаления, проверка температурных условий работы пароводяного тракта, наладка калориферов, средств очистки поверхностей нагрева и др. При испытаниях определяется влияние различных режимных факторов (схемы включения горелок, избытка воздуха, тонкости пыли и др.) на тепловые потери и КПД котла, а также на расход электроэнергии и на собственные нужды при номинальной или близкой к ней нагрузке. При найденном таким образом оптимальном режиме проводятся опыты на нескольких нагрузках, которые и служат основой для составления новой режимной карты и нормативной характеристики.

При испытаниях газомазутных котлов оптимальный избыток воздуха определяется при нескольких нагрузках. При выборе оптимального режима котла кроме экономичности учитываются и такие факторы, как обеспечение допустимых температур металла труб поверхностей нагрева, нормальный выход жидкого шлака, длительная бесшлаковая работа котла и отсутствие условий, способствующих развитию высоко- и низкотемпературной коррозии.

Работа турбин

При всех режимах турбина должна обеспечивать максимально возможную надежность и экономичность согласно нормативным показателям, для чего ведется периодический контроль за параметрами пара перед турбиной, вакуумом в конденсаторе, осевым и относительным положением роторов, вибрацией подшипниковых опор, температурами и давлениями масла в системах смазывания и регулирования, разностями и скоростями изменения температур металла в контрольных точках, работой уплотнений и др. В случае необходимости принимаются меры для поддержания их на требуемом уровне. Проверяется также готовность к включению резервного вспомогательного оборудования, средств технологической защиты, блокировок, дистанционного управления, контрольно-измерительных приборов и средств оперативной связи. Выявленные при этом неисправности устраняются.

Для достижения высокой тепловой экономичности блоков обеспечивается поддержание номинальных давлений и температур свежего пара и пара промежуточного перегрева в широком диапазоне нагрузок.

В качестве примера на рис. 2.2 приведены значения относительных изменений удельного расхода теплоты от температуры свежего пара и пара промежуточного перегрева, полученные по результатам испытаний турбины К-300-240 ХТЗ [2.1]. Изменения удельного расхода теплоты при

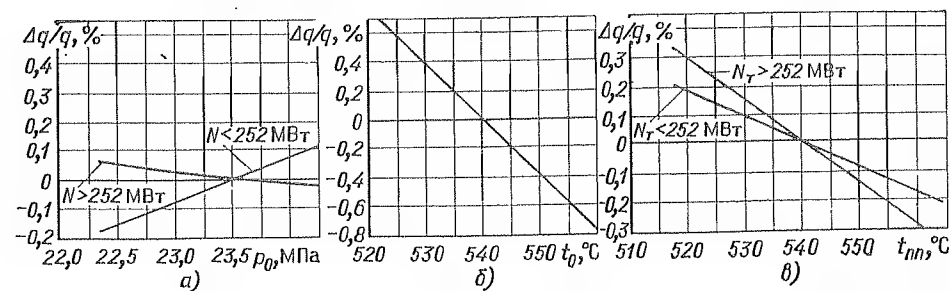


Рис. 2.2. График относительного изменения удельного расхода теплоты турбины К-300-240 ХТЗ:

а — в зависимости от давления свежего пара; б — в зависимости от температуры свежего пара; в — в зависимости от температуры пара промежуточного перегрева

изменении температур свежего пара и пара промежуточного перегрева даны для принятых в настоящее время начальных значений $t_0 = 540^\circ\text{C}$ и $t_{nn} = 540^\circ\text{C}$. Поправки даны при постоянной мощности на клеммах генератора.

Допустимое снижение температуры пара промежуточного перегрева задается заводом из условия, чтобы влажность пара в последних ступенях ЦНД турбины не превышала значения, имеющего место при номинальной нагрузке, исходя из предотвращения эрозии лопаточного аппарата. Допустимое снижение температуры свежего пара при минимально допустимой нагрузке определяется прежде всего снижением температуры пара промежуточного перегрева. Кроме того, последние ступени ЦВД турбины не рассчитаны, в отличие от последних ступеней ЦНД, на условия работы при влажном паре, и такой режим представляет для них непосредственную опасность, так как из-за увеличения реактивности ступеней могут возникнуть опасные для турбины осевые усилия и затем повреждения упорного подшипника.

Возможные при эксплуатации нарушения режимов работы котла, связанные, например, с резким нарушением в соотношении подачи воды и топлива, ложной работой средств регулирования температур, иногда приводят к недопустимым снижениям температур пара перед турбиной. В этом случае поступление холодного пара может привести к быстрым изменениям температурного состояния паровпускных органов и ротора турбины, вызвать прогиб ротора и другие отрицательные последствия, связанные с резким охлаждением деталей турбины. Специальными защитами или оператором турбина в этих случаях должна быть немедленно остановлена.

При работе турбин эффективное значение вибрационной скорости* подшипниковых опор, измеренное штатными приборами, не должно превышать 4,5 мм/с; двойная амплитуда вибрации должна быть не более 30 мкм. В противном случае производится внеочередное тщательное измерение вибрации более точной аппаратурой для принятия по результатам этого обследования соответствующих мер. Кроме того, согласно ПТЭ ведутся плановые измерения вибрации подшипниковых опор турбины, генератора и возбудителя, не реже чем 1 раз в 3 мес, перед выводом агрегата в капитальный ремонт и после него, а также при заметном повышении вибрации подшипников [1.15].

* Для турбин, оснащенных приборами, измеряющими скорость перемещения в момент прохождения нейтрального положения.

Возникновение сильной вибрации турбины свидетельствует о повреждении ее проточной части (отрыве лопаток, сильных задеваниях, прогибе ротора и т. п.) или повреждениях в генераторе. При этом могут появиться посторонний шум внутри агрегата, дым и искры из уплотнения турбины и генератора. Последние явления могут иметь место и без значительного увеличения вибрации. Во всех этих случаях во избежание аварии агрегат должен быть немедленно остановлен.

При работе турбины нормальное состояние систем смазывания и регулирования обеспечивается регулярным контролем качества рабочей жидкости, своевременным использованием средств очистки и регенерации, сливом отстоя и др. Работа систем смазывания и регулирования контролируется по нескольким параметрам и обеспечивается развитой системой блокировок, защит и сигнализации. При этом масло на входе в подшипники должно иметь температуру $40-45^\circ\text{C}$. При более низкой температуре повышается его вязкость и масляная пленка в подшипниках становится неустойчивой, что ведет к возникновению вибрации агрегата. Дополнительный контроль за работой систем смазывания и подшипников осуществляется по температурному состоянию масла, сливаемого из подшипников. Увеличение температуры на любом сливе до 75°C требует немедленного останова турбины. По повышению температуры масла на сливе из упорного подшипника, а также температуры баббита колодок определяют на начальной стадии рост осевого усилия, которое может привести к серьезному повреждению в случае несвоевременного прекращения подачи пара в турбину.

Согласно ПТЭ для контроля за состоянием проточной части турбины и заносом ее солями не реже чем 1 раз в месяц проверяют значения давлений пара в контрольных ступенях турбины, которые не должны превышать предельных значений, установленных заводом-изготовителем на основе расчетов и эксплуатационного опыта. Постепенное повышение давления перед ступенью турбины при одном и том же расходе пара свидетельствует об уменьшении площади проходного сечения направляющих и рабочих лопаток этой и нескольких следующих за ней ступеней.

При превышении давления в контрольных точках сверх допустимых значений необходимо проводить промывку проточной части турбины. Если после такой промывки давление пара в какой-либо контрольной камере остается выше допустимого, необходимо произвести вскрытие турбины для проверки ее проточной части.

Работу подогревателей системы регенеративного подогрева воды определяют по температурному напору — разности температур насыщения при давлении греющего пара в подогревателе и выходящей из подогревателя воды. Отклонение значений температур питательной воды (конденсата) в отдельных подогревателях регенеративной системы от расчетных указывает на ухудшение экономичности турбины и может привести к снижению надежности самих подогревателей (недогрев в предыдущем подогревателе ведет к перегрузке последующего). Периодический контроль позволяет вести постоянное наблюдение за состоянием подогревателей и своевременно принимать необходимые меры для восстановления нормальной их работы. Температурный напор в подогревателях, определенный после ремонта, характеризует качество проведенного ремонта.

Для достижения максимальной экономичности и надежности турбины периодически (по графику) проверяют и уплотняют вакуумную систему. Присосы воздуха в диапазоне изменения паровой нагрузки конденсатора $40-100\%$ номинальной не должны превышать на турбинах

300, 500 и 800 МВт соответственно 30, 40 и 60 кг/ч. При этом плотность вакуумной системы оценивается измерением количества воздуха, отсасываемого эжекторами: непосредственным измерением дроссельным расходомерным устройством на выхлопе (в случае пароструйных эжекторов) и по характеристике эжектора (в случае водоструйных эжекторов) [1.16]. На работающей турбоустановке для поиска мест присосов используются галоидные теченскатели. Согласно [1.15] допускается ухудшение вакуума против нормативного значения не более чем на 0,5 % (абс.). В противном случае должна производиться чистка конденсатора.

Оптимальный вакуум в конденсаторе обеспечивается поддержанием в чистом состоянии его трубной системы и трубных досок, минимальных присосов воздуха в вакуумную систему, оптимальных расходов охлаждающей воды. При определении оптимального для данного режима турбины расхода охлаждающей воды учитываются изменения затрат электроэнергии на привод циркуляционных насосов и выработки электроэнергии при соответствующих изменениях уровня вакуума в конденсаторе. Оптимальное количество охлаждающей воды зависит от нагрузки турбины (расхода пара в конденсатор) и температуры охлаждающей воды. Типовыми нормативными характеристиками регламентируется температурный напор — разность температуры насыщения при давлении пара на входе в конденсатор и температуры выходящей из конденсатора охлаждающей воды, который характеризует чистоту поверхности охлаждения. Снижение вакуума в конденсаторе турбины влечет за собой чрезмерный нагрев выхлопных частей ЦНД, перегрев лопаточного аппарата, значительные изменения относительного положения ротора и цилиндра. В турбинах СКД не допускается даже кратковременная работа с ухудшенным вакуумом. Предельное значение вакуума в конденсаторе для срабатывания защиты на отключение для большинства турбин СКД установлено на уровне 0,72 МПа (540 мм рт. ст.).

Контроль за присосами циркуляционной воды ведется путем химического анализа жесткости конденсата. Даже при незначительном количестве присасываемой циркуляционной воды жесткость конденсата турбины может выйти за пределы, разрешенные ПТЭ. Так, для турбин К-300-240 присос циркуляционной воды, имеющей жесткость, например, 300 мг/л (чистая речная, озерная воды), в количестве 8—10 л/ч является недопустимым [1.16]. Присосы возможны через неплотности трубной системы конденсаторов: мест вальцовок, трещин материала вследствие агрессивного действия воды и др.

Согласно ПТЭ при отклонениях удельного расхода теплоты от установленных нормативов более чем на 1 %, а также после внесения существенных изменений в проточную часть турбины или тепловую схему установки проводят экспресс-испытания. Целью этих испытаний является корректировка существующей для данного типа турбин нормативной характеристики или разработка новой характеристики, если отличия от существующей касаются не только удельного расхода теплоты, но и других показателей работы: давления пара в отборах, характеристики парораспределения, поправок к мощности на давление отработавшего пара и др. При ожидаемом изменении экономичности менее чем на 1 % корректировку характеристики производят, как правило, на основании расчета.

2.2. РАБОТА БЛОКОВ В ДИАПАЗОНЕ ДОПУСТИМЫХ НАГРУЗОК

Разгрузка блока связана со снижением его экономичности, зависящей от нижнего предела нагрузки (рис. 2.3). Так, если при разгрузке блока 300 МВт до 70 % номинальной его экономичность снижается все-

го на 2,2 %, то при разгрузке до 50 % снижение экономичности составляет 7,5 %, а до 100 МВт — 15 %*. Несколько меньше (на 2—3 %) снижается экономичность при эксплуатации блока в режиме скользящего давления [2.14].

В пределах диапазона допустимых нагрузок изменение температур среды и металла по тракту котла относительно невелики и практически не сказываются на показателях его надежности. Изменение теплового состояния элементов турбины СКД больше, чем котла, что связано с дросселированием пара в регулирующих клапанах ЦВД и изменением температуры пара промежуточного перегрева. Изменение нагрузки в диапазоне допустимых нагрузок допускается со скоростью не более 4 % номинальной в минуту на блоках с газомазутными котлами и не более 2 % в минуту на блоках с пылеугольными котлами. В аварийных случаях допускается изменение нагрузки со скоростью до 7 % номинальной в минуту. В этом плане благоприятнее сказывается эксплуатация блоков СКД в режиме скользящего давления, при котором изменение теплового состояния элементов турбины, связанное с переменной нагрузкой, существенно уменьшается.

Согласно ПТЭ на основе испытаний для каждого типа блоков СКД устанавливаются оптимальные по условиям надежности и экономичности графики снижения и подъема нагрузки, режимы работы при минимальных нагрузках. Расширение эксплуатационного диапазона нагрузок блоков СКД осуществляется двумя путями: увеличением предельной мощности путем отключения ПВД и снижением нижней допустимой границы разгрузки при эксплуатации в режиме скользящего давления среды во всем пароводяном тракте.

Работа блоков на пониженных нагрузках

На основании опыта эксплуатации и анализа надежности работы оборудования на пониженных нагрузках ВТИ и ПО «Союзтехэнерго» разработаны «Нормы минимальных допустимых нагрузок блоков 160—800 МВт». В Норме все блоки сгруппированы по общим признакам, таким, как мощность, вид сжигаемого топлива, способ удаления шлака и др. Уровень минимально допустимой нагрузки блоков различных типов определен по условиям работы котлов, так как ограничений по работе турбин в рассматриваемом диапазоне нагрузок практически нет. Наряду с этим установлено также, что гидравлический и температурный режимы поверхностей нагрева котлов не лимитируют снижение нагрузки ниже 0,7, вплоть до 0,4 номинальной, за исключением пылеугольных котлов на сильношлакующих углях. Температура пара промежуточного перегрева при скользящем давлении также не ограничивает глубину

* Разгрузка дубль-блока до 50 % номинальной путем останова одного из корпусов котла приводит к дополнительному пережогу топлива на 4—5 % вследствие увеличения гидравлического сопротивления системы промежуточного перегрева.

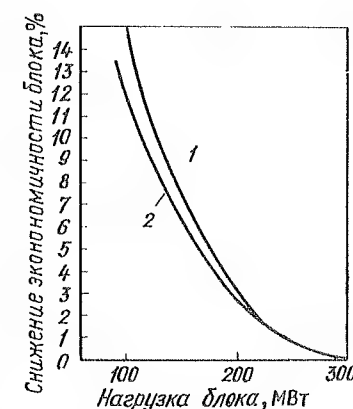


Рис. 2.3. Снижение экономичности газомазутного блока 300 МВт (К-300-240 ЛМЗ+ТГМП-114 ТКЗ) при снижении нагрузки:
1 и 2 — при номинальном и скользящем давлении в пароводяном тракте соответственно

разгрузки, находясь во всем указанном диапазоне на уровне, допускаемом по условию эрозии лопаток последних ступеней турбины.

В соответствии с разделением блоков по виду сжигаемого топлива на пылеугольные и газомазутные, а по способу удаления шлака на жидкое или твердое шлакоудаление установлены различные пределы их допустимой разгрузки, при этом для пылеугольных блоков основным фактором, ограничивающим диапазон разгрузок, является топочный режим, надежность которого зависит от вида сжигаемого топлива и конструктивных особенностей топочных устройств. Вместе с тем расчетами надежности гидравлических схем котлов пылеугольных блоков, предназначенных для работы на сильношлакующих углях, установлено, что уменьшение нагрузки до 0,4 номинальной и ниже может дополнительно ограничиваться надежностью гидравлики парогенерирующих элементов по условиям возникновения застоя или чрезмерно низких массовых скоростей в зашлакованных трубах [2.2]. Как показывает опыт эксплуатации пылеугольных котлов с жидким шлакоудалением, надежность топочного режима в условиях пониженных нагрузок может быть обеспечена подсветкой мазутом в количестве до 8—10 %. Работа этих котлов в течение не более 2—4 ч с подсветкой мазутом допускается, как исключение, при особых затруднениях в прохождении минимума электрической нагрузки энергосистемы.

Таблица 2.2. Пределы нагрузок пылеугольных блоков с жидким шлакоудалением

Наименование	Мощность, МВт	Топливо	Уровень нагрузки, %	Продолжительность работы	Давление
Дубль-блоки с турбинами К-300-240 и котлами ТПП-210	300	АШ промпродукт	75 ¹ 60 ²	Не ограничена Не более 2 ч	Номинальное
		Газ	50	Не ограничена	
Дубль-блоки с турбинами К-300-240 и котлами ТПП-210А		АШ промпродукт	75 ¹ 60 ²	Не ограничена Не более 2 ч	Скользющее, номинальное
		Газ	50	Не ограничена	
Дубль-блоки с турбинами К-300-240 и котлами П-50	300	Кузнецкий Т	75 ¹	Не ограничена	Скользющее, номинальное
		промпродукт Газ	60 ² 40	Не более 2 ч Не ограничена	Скользющее
Моноблоки с турбинами К-300-240 и котлами ТПП-312 и ТПП-312А	300	Донецкий уголь ГСШ	75 65 ¹	Не ограничена	Номинальное
Моноблоки с турбинами К-300-240 и котлами ТПП-110	300	АШ кузнецкий Т Газ	75 ¹ 60 ² 50	Не ограничена	

¹ Допускается ограниченная подсветка 8—10% по теплоте.
² Обязательна ограниченная подсветка 8—10% по теплоте.

В табл. 2.2 приведены пределы нагрузок, продолжительность работы и характер поддержания давления при работе блоков с жидким шлакоудалением на сниженной нагрузке. Для пылеугольных блоков с твердым удалением шлака устойчивость горения топлива при понижении нагрузки является тем фактором, который лимитирует диапазон их нагрузки. Для блоков, работающих на низкорекреационных топливах, надежности режимов при пониженных нагрузках может дополнительно способствовать ограниченная подсветка мазутом или газом. Диапазон нагрузки этих блоков существенно шире, чем для блоков с жидким шлакоудалением, о чем свидетельствуют данные табл. 2.3.

Таблица 2.3. Пределы нагрузок пылеугольных блоков с твердым удалением шлака

Наименование	Мощность, МВт	Топливо	Уровень нагрузки, %	Продолжительность работы, ч	Давление
Моноблоки с турбинами К-500-240 и котлами П-57	500	Экибастузский уголь	60	Не ограничена	Номинальное
Дубль-блоки с турбинами К-300-240 и котлами ПК-39, ПК-39-1, ПК-39-11	300	То же /	65		Скользющее, номинальное
Моноблоки с турбинами К-300-240 и котлами П-59	300	Подмосковный бурый уголь	50		Номинальное

Таблица 2.4. Пределы нагрузок газомазутных блоков

Наименование	Мощность, МВт	Топливо	Уровень нагрузки, %	Продолжительность работы	Давление
Моноблоки с турбинами К-800-240 с котлами ТГМП-204	800	Мазут	50 40	Не ограничена	Номинальное Скользющее
Моноблоки с турбинами К-300-240 и котлами ТГМП-324	300	Мазут	40	Не ограничена	Скользющее
Моноблоки с турбинами К-300-240 и котлами ТГМП-314А, Б, ТГМП-314		Мазут, газ	50 40		Номинальное Скользющее
Дубль-блоки с турбинами К-300-240 и котлами: ТГМП-114 ПК-41 ПК-41-1	300	Мазут, газ	40 40 40	Не ограничена	Скользющее

Блоки, работающие на жидком и газообразном топливах, позволяют существенно расширить диапазон разгрузок по сравнению с пылеугольными блоками. Устойчивость горения топлива в котлах этих блоков остается достаточно высокой при их глубокой разгрузке. Пределы разгрузок для газомазутных блоков приведены в табл. 2.4. Приведенные в таблицах значения минимально допустимых нагрузок блоков не охватывают работы дубль-блоков в однокорпусном режиме, который, как указывалось, может быть допущен лишь в исключительных случаях. При этом для дубль-блоков, разгружаемых на номинальном давлении, при работе в однокорпусном режиме устанавливается нагрузка, составляющая 50 % значения, указанного в упомянутых таблицах, но не менее 30 % номинальной нагрузки блока.

Для дубль-блоков 300 МВт при их работе на скользящем давлении устанавливаются минимальные нагрузки: с котлами П-50, ТПП-210А — 120 МВт; с котлами ПК-39, ПК-39-1, ПК-39-11 — 140 МВт.

На дубль-блоках с котлами ПК-41, ПК-41-1, ТГМП-114 и П-50 при работе на газе, разгружаемых на скользящем давлении до 40 % номинальной нагрузки, однокорпусный режим не допускается.

Приведенные пределы разгрузок блоков СКД в течение ряда лет реализуются электростанциями с определенным снижением надежности в работе оборудования. Следует лишь отметить, что для газомазутных блоков, учитывая широкий диапазон разгрузок, необходимо уделить особое внимание поддержанию максимальной температуры воздуха при частичных нагрузках (см. табл. 2.1).

В связи с опережающим вводом новых мощностей на АЭС требуется дальнейшее расширение регулировочных диапазонов блоков СКД, особенно газомазутных. Опыт эксплуатации и результаты исследований показывают, что котлы ТГМП-114, ТГМП-314, ТГМП-324, ПК-41 могут устойчиво работать при мощности, равной 25—30 % номинальной, и скользящем давлении. Для этого потребуются лишь незначительные изменения в отдельных автоматических регуляторах (замена датчиков расходов, корректировка настройки и др.) и в схемах отбора пара от турбин на покрытие привязанных тепловых нагрузок.

Работа блоков на повышенных нагрузках

В период прохождения максимума нагрузки энергосистемы в последнее время применяются режимы перегрузок блоков СКД.

Возможность перегрузки сверх номинальной мощности заложена в самой конструкции оборудования блоков. Номинальная паропроизводительность котлов выбрана по максимальному пропуску свежего пара через турбину с запасом до 3 %. Проточная часть паровых турбин при работе с номинальными параметрами пара рассчитана на пропуск пара, на 10—15 % больший номинального значения. Большинство типов электрических генераторов и основных трансформаторов способно также реализовывать перегрузочную способность турбин. На многих турбогенераторах повышение активной мощности достигается эксплуатацией в режимах с повышенным значением коэффициента мощности, т. е. уменьшением выработки реактивной мощности.

Установлено, что максимально возможная нагрузка при включенной регенерации блоков 300 МВт с котлами ТГМП-314, ТГМП-114 и ТПП-312 составляет 312—315 МВт, блоков 800 МВт с котлами ТГМП-204 — 820—840 МВт. Использование перегрузочной способности блоков зависит от качества сжигаемого топлива, заноса поверхностей нагрева, присосов воздуха в газовый тракт котла, отложений в проточной части турбин, от-

пуска теплоты из нерегулируемых отборов турбин и др. Значение перегрузочной мощности на ряде блоков ограничивается возможностями вспомогательных механизмов и общестанционного оборудования.

При перегрузках турбины особое внимание должно быть обращено на выдерживание в разрешенных пределах давления пара в контрольных ступенях, температуры колодок упорного подшипника, осевого положения и относительных расширений, вибрации подшипников, давления пара в паропроводах промежуточного перегрева, давления пара в отборах на ПВД. Критериями надежности турбогенератора являются допустимые температуры активных его частей, охлаждающего газа и дистиллята. Критериями, определяющими максимальную нагрузку котла, являются обеспечение тягой и воздухом, выдерживание предельных расчетных температур среды по пароводяному тракту, отсутствие шлакования поверхностей нагрева.

Например, ограничивающим фактором дальнейшего повышения мощности газомазутных блоков 300 МВт является, как правило, допустимое давление пара в регулирующей ступени турбины, равное 18,4 МПа (188 кгс/см²), пылеугольных блоков — температура дымовых газов в поворотной камере (ограничивается нижним пределом температуры размягчения золы), а также допускаемая температура металла выходных коллекторов КПП низкого давления II ступени из стали 12Х1МФ (не выше 600 °С) и выходных ступеней КПП высокого давления из стали Х18Н12Т (не выше 640 °С). Для уменьшения температуры металла НРЧ при максимальной нагрузке увеличивают степень рециркуляции дымовых газов в топку.

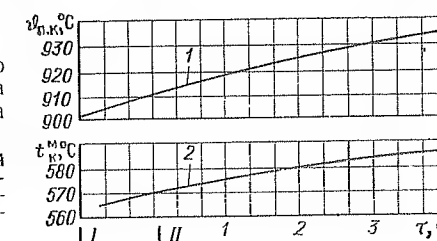
Длительность несения максимальной нагрузки блоками с газомазутными котлами не ограничивается, а с пылеугольными обычно не должна превышать 4 ч. Ограничивающим фактором в более длительном несении максимальной нагрузки блоками с пылеугольными котлами является постепенное повышение температуры дымовых газов в поворотной камере до предельной (рис. 2.4).

Получение дополнительной мощности отключением ПВД представляет интерес не только с точки зрения расширения эксплуатационного диапазона нагрузок, но и по условиям системного регулирования. Скорость набора мощности во многом определяется быстроедействием органов, используемых для отключения ПВД. При этом наибольшее повышение приемистости турбины достигается при воздействии на ее регулирующие клапаны через электрогидравлический преобразователь (ЭГП) и при быстром (примерно 1 с) отключении ПВД.

Отключение ПВД можно производить закрытием задвижек или обратных клапанов (КОС) на паропроводах отборов, а также открытием задвижек на обводной линии питательного тракта. Запорные задвижки имеют большое время закрытия (1,5—3 мин) и не рассчитаны на частое их использование. Обратные клапаны имеют приемлемые динамические характеристики, но закрытие клапанов не всегда возможно

Рис. 2.4. Рост температур во времени при работе котла ТПП-312 на нагрузке блока 312 МВт:

1 — дымовых газов в поворотной камере котла; 2 — металла выходных коллекторов КПП низкого давления II ступени; 1—11 — время нагружения блока до 312 МВт



из-за недостаточного усиления их гидроприводов. Возможности их использования могут быть несколько расширены в результате применения конструкции клапанов с парогидравлическим приводом [2.3]. Отключение трех ПВД на номинальной нагрузке, например на турбинах К-300-240 ЛМЗ приводит к увеличению расхода пара в конденсатор через ЦСД и ЦНД примерно на 25 %. Это вызывает дополнительный рост напряжений в направляющих и рабочих лопатках турбины, увеличение осевого усилия по валопроводу в сторону генератора.

Многие типы турбин допускают перегрузку отключением ПВД, однако применение такого режима следует согласовывать с заводом-изготовителем. Необходимо отметить, что в блоках мощностью 1200 МВт предусматривается перегрузка турбины путем отключения ПВД и соответственно усилен лопаточный аппарат. Такая же возможность имеется и при модернизации ранее выпускавшихся блоков.

При отключении ПВД котел переходит на работу с пониженной температурой питательной воды. В прямоточных котлах температура рабочей среды снижается в части тракта при постоянной температуре свежего пара. Для компенсации снижения температуры питательной воды необходимо увеличивать расход топлива, при этом возрастают тепловые потоки в топочной камере. Однако температура металла труб экранов топочной камеры имеет тенденцию к снижению из-за преобладающего влияния снижения температуры питательной воды. Температура металла труб пароперегревателя обычно не превышает уровня температур при номинальной нагрузке, за исключением выходного пакета. Отключение трех ПВД обычно приводит к повышению тепловой мощности котла на 12 %.

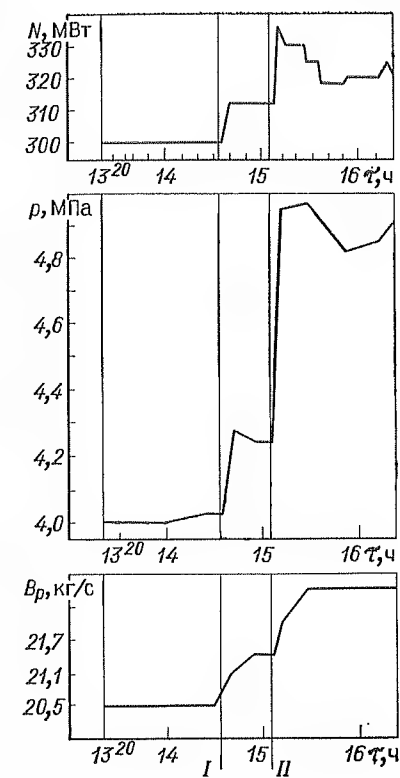
При изменении температурного режима элементов, работающих под давлением, возникают дополнительные термические напряжения, значение которых зависит от скорости и диапазона изменения температуры. В режиме с отключенными ПВД наибольшему воздействию подвергаются их трубная система (в случае отключения только отборов), трубопроводы питательной воды, коллекторы и трубы экономайзера. Напряжения могут быть сняты при догреве питательной воды внешним теплоисточником, например отходящими газами газотурбинной установки (ГТУ) [2.4—2.6].

В [2.3] показано, что дополнительная мощность, получаемая при отключении ПВД, в зависимости от типа турбин и числа отключаемых подогревателей составляет 7—15 %. Например, отключение ПВД № 8 на исходной номинальной нагрузке 300 МВт и при неизменном расходе питательной воды на котел ТГМП-324 приводит к увеличению мощности турбины К-300-240 ЛМЗ до 312—314 МВт. При отключении ПВД № 8 и ПВД № 7 мощность блока увеличивается до 337 МВт, при отключении всех ПВД — только до 340 МВт из-за ограничений по производительности тягодутьевых машин (рис. 2.5).

На газомазутных блоках 300 МВт для дальнейшего увеличения эксплуатационного диапазона нагрузок (от 90—100 до 355—360 МВт) необходимо увеличение производительности тягодутьевых машин, выполнение технических предложений по установке специальных клапанов на трубопроводах отборов с осуществлением соответствующей схемы автоматизации и дренажирования ПВД, реконструкции системы парораспределения турбины и улучшению гидродинамики котла, а также обеспечению безопасной работы тракта промперегрева в режимах перегрузки отключением ПВД.

При перегрузках в результате отключения одного, двух и трех ПВД удельный расход теплоты будет возрастать соответственно на 0,8—0,9 %, 2,5—2,8 % и 4—4,5 %, а

Рис. 2.5. Изменение параметров на блоке 300 МВт при отключении ПВД (котел ТГМП-324, турбина К-300-240 ЛМЗ): I — отключение ПВД № 8; II — отключение ПВД № 7; N — электрическая мощность; p — давление пара промперегрева; Bp — расход мазута



или в пересчете только на пиковую мощность — соответственно на 21, 26, 32 % по сравнению с установками СКД при полностью включенной регенерации. С учетом расходов топлива на пуски и остановки, даже при трех отключенных ПВД, показатели экономичности пиковой мощности не ниже, чем у газотурбинных, а при отключении одного ПВД — не ниже, чем у специальных пиковых и полупиковых паротурбинных установок [2.4—2.6].

Повышение нагрузки блоков сверх номинальной при разных вариантах отключения регенерации (поочередном, групповом и мгновенном отключении ПВД) дает возможность при небольших капиталовложениях использовать значительные мощности в качестве аварийного резерва, необходимого в случае экстренного дефицита мощности. Этот метод при наличии соответствующей арматуры экономически оправдан и для покрытия пиковых нагрузок. Однако получение пиковой мощности отключением ПВД не должно противопоставляться использованию пиковых ГТУ. Наибольший же экономический эффект будет получен при комбинированной выработке пиковой мощности паросиловыми блоками и ГТУ.

Работа блоков на скользящем давлении

Перевод блоков в режим скользящего давления позволяет получить ряд эксплуатационных преимуществ. Прежде всего уменьшаются в сравнении с режимом работы при номинальном давлении потери в экономичности. Это происходит в основном вследствие уменьшения дросселирования в регулирующих клапанах турбины и повышения внутреннего относительного КПД ЦВД, а также уменьшения расхода теплоты на привод турбопитательного насоса (см. рис. 2.3).

По условиям сохранения приемистости блока при аварийных режимах в энергосистеме ориентация на режим чисто скользящего давления с полным открытием всех регулирующих клапанов турбин и, следовательно, с отказом от использования в переходных режимах аккумулирующей способности котла недопустима. Кроме того, расчеты показывают, что, например, для турбины К-300-240 переход на качественное регулирование с полностью открытыми клапанами во всем диапазоне нагрузок приводит к потерям экономичности примерно на 0,4 % по сравнению с комбинированным регулированием. В режиме скользящего давления тепловое состояние турбины практически не изменяется, что снимает ограничения по скорости изменения нагрузки. Появляется дополнительный резерв мощности у питательного турбонасоса, что расширяет его режимные возможности и исключает необходимость, например, на бло-

ках 300 МВт перехода на питательный электронасос при низких нагрузках. При нагрузке блока в режиме скользящего давления прирост теплосодержания пара в промежуточном пароперегревателе, необходимый для сохранения номинальной температуры пара, не увеличивается, как при номинальном давлении, а уменьшается вследствие повышения температуры пара за ЦВД турбины, что существенно упрощает поддержание расчетной температуры пара промежуточного перегрева в широком диапазоне нагрузок.

Перевод блоков в режим скользящего давления при частичных нагрузках в целом положительно сказывается на условиях работы его элементов, находящихся под давлением, и благодаря снижению общего уровня напряжений увеличивается срок их службы. Наблюдающееся уменьшение температур среды и металла в топочных экранах увеличивает длительность их межпромывочной работы, что особенно важно для газомазутных котлов. Однако в пароводяном тракте котла при низких нагрузках давление снижается ниже критического, на что они не рассчитывались при проектировании, поэтому внедрение режимов скользящего давления требует в первую очередь практической проверки каждого типа котла. Вносятся также ряд других особенностей в условия работы турбин, питательных насосов, отдельных элементов вспомогательного оборудования, схем автоматического регулирования и защит.

Оптимальный режим работы на скользящем давлении определяется в основном турбинным оборудованием. В практике применяется несколько различных режимов и соответственно программ изменения давления в зависимости от нагрузки. Оптимальная программа должна обеспечивать при каждой заданной нагрузке наиболее экономичное соотношение давления пара и положения клапанов турбин. Пример такой программы для блока с турбиной К-300-240 ХТЗ представлен на рис. 2.6.

На некоторых электростанциях для повышения экономичности увеличивают температуру перегрева пара при работе блоков на пониженном давлении. В этом случае выбирают оптимальную комбинацию сразу трех параметров: давления, температуры и положения клапанов турбины (рис. 2.6, б). Параметры выбирают по критерию минимума удельного расхода теплоты при сохранении заданного срока службы металла. Сравнение с кривыми, приведенными на рис. 2.6, а, показывает, что оптимизация режима упрощает реализацию программы: форма графиков становится более простой, исчезает скачкообразное изменение давления, представляющее трудности при автоматизации процесса.

Надежность работы котлов СКД на скользящем давлении, при изменении давления пара перед турбиной от 10 до 25 МПа (100—250 кгс/см²), в основном определяется устойчивостью движения двух-

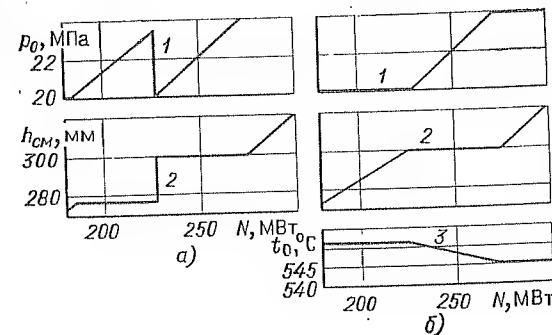


Рис. 2.6. Зависимости оптимального давления (1), оптимального положения сервомоторов (2) и оптимальной температуры перегрева (3) от мощности генератора (турбина К-300-240 ХТЗ):
а — при оптимизации давления;
б — при оптимизации давления и температуры

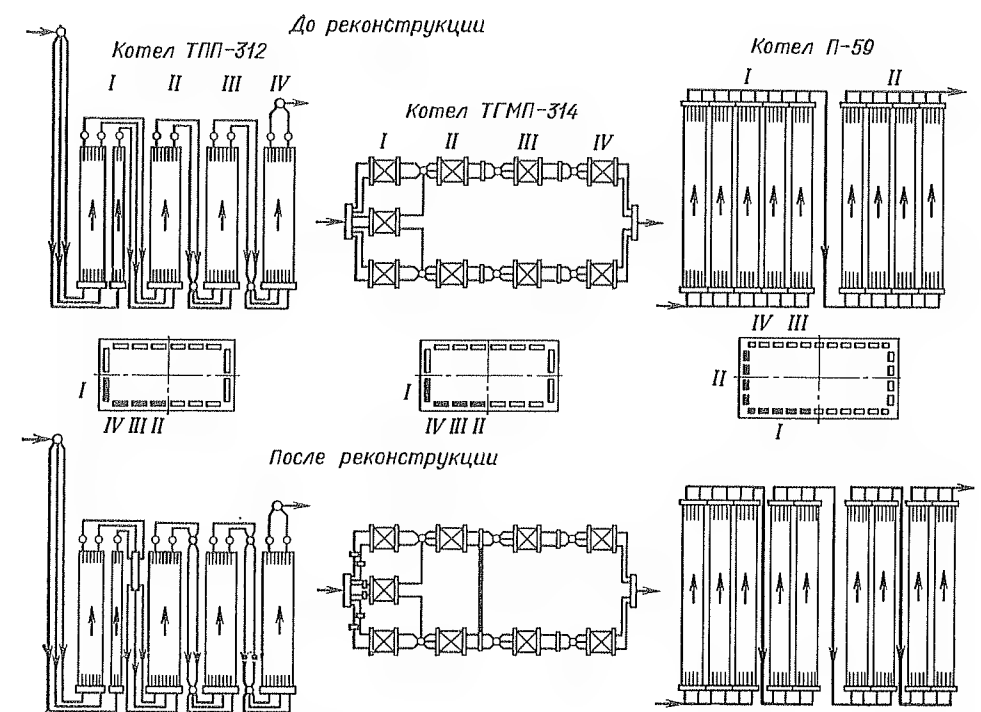


Рис. 2.7. Реконструкция гидравлических схем нижней радиационной части котлов СКД

фазной среды в парообразующей части пароводяного тракта котла. В этой части помимо теплогидравлической разверки и многозначности гидравлических характеристик при пониженном давлении, 10—14 МПа (100—140 кгс/см²), возникают дополнительные проблемы: пульсация и неравномерная раздача двухфазной среды в коллекторах.

До настоящего времени отсутствует расчетная методика, позволяющая уверенно оценить надежность экранов котлов СКД при работе на скользящем давлении, и на каждом новом типе котла требуется тщательная опытная проверка. Испытания проводятся в экстремальных условиях, т. е. с проверкой надежности систем не только в статическом режиме, но и при всех возможных в эксплуатации возмущениях по методике, предусмотренной типовой программой.

На отдельных типах котлов для надежной реализации режима скользящего давления потребовалась относительно небольшая реконструкция экранной системы (рис. 2.7), а на некоторых перевод на скользящее давление оказался практически невозможным, так как потребовал бы капитальных реконструктивных работ. В результате проведенных работ режимы на скользящем давлении в пределах допустимых нагрузок и давлений, в которых обеспечивается устойчивость гидродинамики, внедрены на многих электростанциях с блоками СКД. При этом по предложениям ПО «Союзтехэнерго» и ВТИ разработаны новые средства для уменьшения теплогидравлических разверок — гидродинамические перемычки в НРЧ (рис. 2.7). Выполнение перемычек в сочетании с шайбованием подводящих труб позволило обеспечить разгрузку ряда блоков СКД до 40 %.

Перевод блоков СКД на скользящее давление повышает надежность работы турбин, обеспечивает равномерный прогрев металла паровпуск-

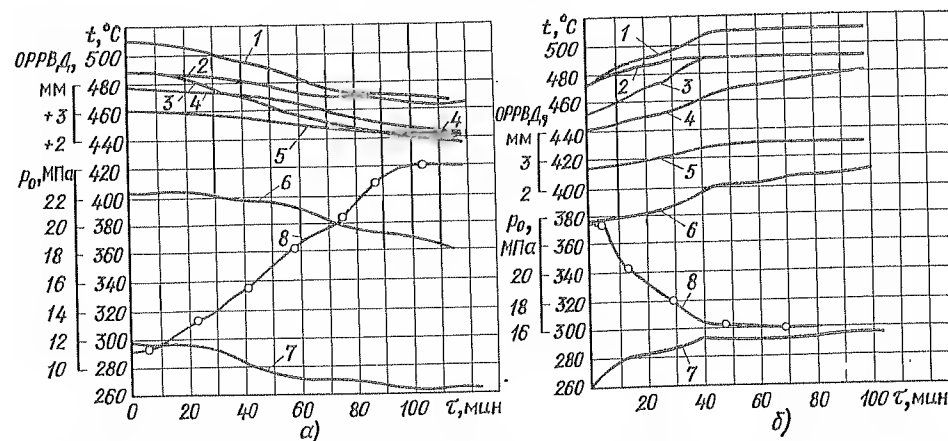


Рис. 2.8. Перевод блока 800 МВт со скользящего на номинальное давление при нагрузке 320 МВт (а) и с номинального на скользящее давление при нагрузке 720 МВт (б):
 t — температура металла ЦВД; p — давление свежего пара; ОР РВД — относительное расширение ротора высокого давления; τ — время; 1—4 — температура металла перепускных труб от клапанов I—IV; 5 — относительное расширение РВД; 6 и 7 — температуры металла паровпуска и выхлопа ЦВД; 8 — давление свежего пара

ных органов ЦВД при работе с переменными нагрузками, улучшает вибрационное состояние валопровода и подшипниковых опор, снижает скорость возможного эрозийного износа регулирующих клапанов и лопаток первых ступеней ЦВД. Степень эрозийного износа при работе на скользящем давлении уменьшается примерно в 5 раз, что позволяет длительно поддерживать максимальный КПД регулирующей ступени ЦВД [2.7]. Минимально возможная нагрузка турбины при работе на скользящем давлении не ограничивается, при этом допустимы большие скорости ее изменения, так как температурное состояние корпусных деталей и относительное положение роторов практически не изменяются.

В эксплуатационной практике на турбинах, имеющих сопловое регулирование,* реализуется комбинированный режим работы блоков СКД — на номинальном давлении при больших нагрузках ($\geq 0,75 N_{\text{ном}}$) и скользящем в области частичных нагрузок ($\leq 0,75 N_{\text{ном}}$). В последнем случае оставление части регулирующих клапанов ЦВД турбины открытыми необходимо для обеспечения быстрого подхвата нагрузки в случаях внезапного появления дефицита мощности в энергосистеме.

При переводе блока с номинального на скользящее давление и обратно на частичных нагрузках необходимо обеспечивать допустимые скорости изменения температуры пара в камере регулирующей ступени, перепускных трубах и паровпуске ЦВД, которые вызваны изменением температуры пара за регулирующими клапанами при их открытии или закрытии.

Максимальная длительность τ перевода блока с номинального давления на скользящее и обратно определяется так:

$$\tau = \Delta t / v, \quad (2.1)$$

где Δt — изменение температуры, °C; v — допустимая скорость изменения температуры, °C/мин.

По данным [1.1, 1.2] допустимые скорости изменения температуры составляют: корпуса ЦВД (в диапазоне 400—500 °C) — 1—2 °C/мин;

* В парораспределении отечественных турбин обоих заводов мощностью до 800 МВт применено сопловое регулирование, состоящее из четырех групп сопел.

перепускных труб ЦВД (при температуре выше 500 °C) — 3 °C/мин, в камере регулирующей ступени — 1,5 °C/мин.

На рис. 2.8, б для примера представлен график перевода блока 800 МВт на скользящее давление при нагрузке 720 МВт [1.1]. Фактически длительность перевода составляет 35 мин при соблюдении всех критериев надежности; расчетная длительность перевода при этой нагрузке составляет 25 мин (рис. 2.8, б). График обратного перевода при минимальной нагрузке 320 МВт представлен на рис. 2.8, а.

С учетом условий надежности оборудования разгрузку и перевод блоков 800 МВт на скользящее давление целесообразно вести в таком порядке:

изменение нагрузки от номинальной до соответствующей полному закрытию четвертого регулирующего клапана (примерно 720 МВт) производить при номинальном давлении пара со скоростью 10—15 МВт/мин;

перевод блока на скользящее давление осуществлять при нагрузке 720 МВт (полное закрытие четвертого регулирующего клапана);

снижение нагрузки блока до требуемого уровня в зоне скользящего давления производить со скоростью до 20 МВт/мин; при исчерпании диапазона регулирования турбопитательного насоса систему регулирования питания котла переключать на управление регулирующими питательными клапанами РПК котла;

при перепаде давления на РПК, равном 5 МПа (50 кгс/см²), дальнейшее снижение нагрузки осуществлять частичным прикрытием регулирующих клапанов; нагружение и перевод блока со скользящего на номинальное давление производятся в обратном порядке.

Условия работы питательных насосов на скользящем давлении существенно меняются. Например, мощность, необходимая для перекачки питательной воды, с уменьшением нагрузки блоков снижается в большей степени, чем при работе на постоянном давлении. Расширяется диапазон работы питательных электронасосов в сторону более высоких, а турбонасосов в сторону более низких нагрузок, что уменьшает число операций перехода с одного насоса на другой. При переходе на режим скользящего давления напор турбопитательного насоса и, следовательно, развиваемая им мощность уменьшаются (рис. 2.8). Гидравлическое сопротивление пароводяного тракта при этом существенно возрастает из-за больших скоростей пара. Однако расход пара отбора уменьшается в большей степени, что повышает экономичность и увеличивает запас мощности приводной турбины.

Расширение диапазона нагрузок блоков и перевод их в режим работы на скользящем давлении требуют обеспечения работы автоматических регуляторов котлов в широком диапазоне нагрузок с учетом статических характеристик по температуре среды в промежуточных сечениях пароводяного тракта, а также изменения параметров динамических характеристик котла. Кроме того, необходима перестройка структурной схемы регулирования нагрузки блока с целью обеспечения автоматического управления как при номинальном, так и при скользящем давлении.

Маневренность блоков при работе на скользящем давлении в диапазоне нагрузок 75—30 % номинальной определяется только котлом. Температурное состояние турбин позволяет производить изменения нагрузки практически с различной скоростью. При этом снимаются ограничения по температуре пара промежуточного перегрева, так как представляется возможным поддерживать ее на уровне, близком к номинальному. Приемистость же котлов СКД при переводе на скользящее давление снижается. Однако этот недостаток может быть компенсирован динамической перефорсировкой топочной камеры, которая позволяет достигнуть скорости изменения нагрузки 10—15 % номинальной в мину-

ту. При внезапном снижении нагрузки, что случается чаще, чем ее повышение, скорость изменения нагрузки может быть удвоена [1.18, 1.19].

Переход на скользящее давление, как отмечалось, позволил расширить диапазон работы питательного турбонасоса. В результате упростилась технология разгрузки блока и ускорился процесс его нагружения. Таким образом, несмотря на некоторое ухудшение приемистости котла, маневренные характеристики блоков СКД при работе на скользящем давлении в целом улучшаются.

Контроль за использованием мощности блоков

Повышение доли блоков в структуре установленных мощностей на тепловых электростанциях в последние годы потребовало внедрения оперативного контроля за использованием этого оборудования, разработки методов количественного анализа факторов, определяющих степень использования мощности блоков на отдельных электростанциях и в энергообъединениях.

Контроль и анализ основных технико-экономических показателей работы блоков (средней нагрузки, продолжительности работы и готовности к работе, коэффициента использования установленной мощности и удельного расхода топлива на отпускаемую электроэнергию) проводятся ПО «Союзтехэнерго» и другими организациями. При этом анализе, как правило, производится количественная оценка основных причин недоиспользования мощности блоков: вследствие остановов на ремонты различных видов блоков, корпусов котлов дубль-блоков, вспомогательного оборудования; вследствие снижения нагрузки работающего оборудования из-за разрывов и ограничений мощности, в том числе по условиям топливоснабжения и выпуска электрической мощности; вследствие участия блоков в регулировании суточных графиков нагрузки путем их разгрузки, а также остановов в резерв.

Для повышения оперативности контроля за использованием мощности блоков, а также количественной оценки влияния различных факторов на степень их использования ЦДУ ЕЭС СССР разработана и внедрена автоматизированная система сбора и обработки на ЭВМ информации о работе оборудования. Система предусматривает выполнение расчетов и контроль технико-экономических показателей не только по отдельным электростанциям, но также и по группам электростанций с однотипным оборудованием в энергообъединении.

В системе предусмотрены расчет и контроль не только общепринятых показателей, но и количественная оценка основных составляющих, определяющих уровень средних нагрузок и коэффициент использования установленной мощности блоков на электростанциях и в объединениях. Это позволяет не только вскрывать резервы повышения эффективности использования мощности блоков, но и прогнозировать значение ожидаемого эффекта и, тем самым, управлять производством электроэнергии.

Система базируется на использовании двух массивов первичной информации: ежемесячных отчетных данных электростанции с блоками о выработке, отпуске электроэнергии и расходе топлива по видам (твердое, мазут, газ) на выработанную электроэнергию;

ежесуточных оперативных сведений по каждому блоку о времени и причинах останова оборудования, времени его включения в работу, нагрузке агрегатов при прохождении суточного максимума в энергообъединении и основных причинах, препятствующих использованию их номинальной мощности.

Потенциально возможная выработка $\mathcal{E}_{\text{выр}}^{\text{пот}}$ энергетического агрегата достигается при полном использовании его номинальной (установленной) мощности $N_{\text{уст}}$ в течение всего календарного времени, т. е.

$$\mathcal{E}_{\text{выр}}^{\text{пот}} = N_{\text{уст}} T^{\text{к}}, \quad (2.2)$$

где $T^{\text{к}}$ — календарное время.

Фактическая выработка электроэнергии $\mathcal{E}_{\text{фак}}$, как правило, меньше потенциально возможной вследствие остановов агрегатов в ремонт, ограничений их мощности по различным причинам (ремонт вспомогательного оборудования, ограничения по состоянию основного и вспомогательного оборудования, вынужденная разгрузка по условиям передачи мощности или из-за недостатка топлива), а также вследствие участия в регулировании суточных графиков нагрузки энергосистемы.

Отношение фактической выработки к потенциально возможной определяется коэффициентом использования установленной мощности (%):

$$K_{\text{исп}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{фак}}^{\text{выр}}}{N_{\text{уст}} T^{\text{к}}} 100. \quad (2.3)$$

По аналогии можно выразить и коэффициент недоиспользования установленной мощности:

$$K_{\text{недоисп}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{выр}}^{\text{пот}} - \mathcal{E}_{\text{фак}}^{\text{выр}}}{\mathcal{E}_{\text{выр}}^{\text{пот}}} 100 = \frac{\mathcal{E}_{\text{недовыр}}}{N_{\text{уст}} T^{\text{к}}} 100. \quad (2.4)$$

В общем случае суммарный коэффициент недоиспользования зависит от нескольких причин и может быть представлен в следующем виде:

$$K_{\text{недоисп}} = \Delta K_{\text{рем}} + \Delta K_{\text{разр}} + \Delta K_{\text{огр}} + \Delta K_{\text{рег}}, \quad (2.5)$$

где $\Delta K_{\text{рем}}$ — недоиспользование мощности из-за ремонтов оборудования; $\Delta K_{\text{разр}}$ и $\Delta K_{\text{огр}}$ — недоиспользование мощности из-за разрывов и ограничений между установленной и располагаемой мощностями; $\Delta K_{\text{рег}}$ — недоиспользование мощности из-за участия в регулировании суточных графиков нагрузки.

Недоиспользование мощности из-за ремонтов оборудования складывается из простоев блоков в том или ином виде ремонта (капитальном, среднем, текущем или аварийном), простоев отдельных корпусов котлов дубль-блоков в том или ином виде ремонта и, наконец, разгрузки блока из-за ремонта вспомогательного оборудования.

В табл. 2.5 в качестве примера приведены [2.9] данные об основных факторах, определяющих уровень использования мощности блоков 300, 500, 800 МВт.

Как видно из табл. 2.5, основными резервами дальнейшего повышения использования оборудования блоков являются совершенствование ремонтного обслуживания, повышение надежности работы оборудования (коэффициент недоиспользования мощности оборудования блоков из-за всех ремонтов не должен превышать 14,0—15,0 %), дальнейшее сокращение разрывов и ограничений мощности (может обеспечить повышение коэффициента использования мощности блоков на 1,5—2,0 %).

В связи с повышением доли атомных электростанций в структуре мощности энергообъединений будет возрастать участие конденсационных блоков, особенно газомазутных, в регулировании нагрузки энергосистем и объединений [2.10].

Таблица 2.5. Уровень использования мощности блоков 300, 500 и 800 МВт, %

Наименование	Мощность блока, МВт		
	300	500	800
Коэффициент использования установленной мощности	71	69,2	66,0
Коэффициент недоиспользования установленной мощности:			
из-за участия в регулировании нагрузки энергосистем, всего	9,8	0,9	3,2
в том числе:			
путем останова в резерв блоков	2,0	0	0,1
путем останова в резерв корпусов котла дубль-блоков	0,1	0	0,1
путем разгрузки оборудования	7,7	0,9	3,0
из-за ремонтов блоков	12,2	23,8	20,2
в том числе:			
капитальных	4,3	5,7	6,9
средних	2,5	1,2	3,9
текущих	2,6	3,0	3,7
вынужденных	2,8	13,9	5,6
из-за ремонтов корпусов котла, всего	1,7	2,0	1,6
из-за ремонтов вспомогательного оборудования	1,4	1,6	1,2
из-за разрывов мощности	2,1	2,5	7,0
из-за ограничений мощности по выпуску электроэнергии и вследствие недостатка топлива	1,7	0	0,8

2.3. РАБОТА БЛОКОВ НА ТОПЛИВАХ УХУДШЕННОГО КАЧЕСТВА

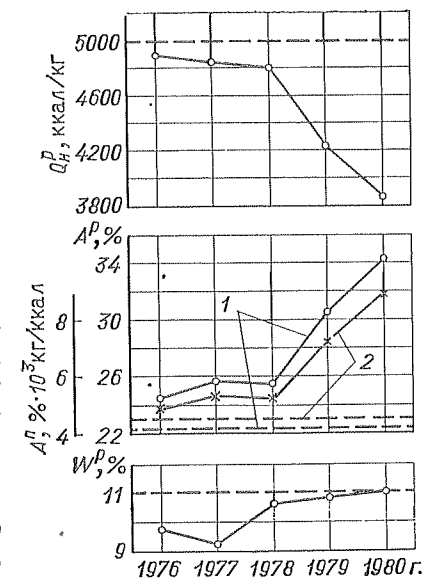
Данные электростанций о характеристиках топлив свидетельствуют о тенденции к снижению качества * поставляемых антрацитов, каменных и бурых углей различных бассейнов и месторождений: повышению зольности, влажности и снижению теплоты сгорания. Например, средняя зольность каменных углей и антрацитов за последние 15—20 лет возросла с 26 до 34 %, а низшая теплота сгорания рабочей массы снизилась с 20,8 до 18 МДж/кг (с 5200 до 4500 ккал/кг). Среднегодовые характеристики донецкого газового угля (ГСШ) с каждым годом ухудшаются и все больше отличаются от расчетных (рис. 2.9). Заметнее стало ежемесячное изменение качества сжигаемого угля, зафиксированы многочисленные случаи, когда колебания характеристик топлива наблюдались в течение суток или даже вахты. Зольность некоторых топлив повышалась до 65 %, теплота сгорания снижалась до 12 МДж/кг (3000 ккал/кг), а влажность составляла 12—14 % [2.12, 2.13].

Ухудшение качества сжигаемого угля и частое изменение его характеристик создают ряд эксплуатационных трудностей. Работа котлов в периоды, когда поступают угли ухудшенного качества, характеризуется самопроизвольными нарушениями топочного режима: наблюдаются пульсации кислорода на выходе из топки ($O_2 = 1 \div 5 \%$), возможен недопустимый рост температуры в поворотной камере и др. Тонкость помола при этом не предоставляется возможным регулировать в соответствии

* Качество топлива, поставляемого угольной промышленностью потребителям, регламентируется ГОСТ и ТУ, в которых нормируются четыре показателя: зольность на сухую массу, содержание влаги, размер кусков и содержание минеральных примесей — породы.

Рис. 2.9. Среднегодовые характеристики сжигаемого угля на Угледорской ГРЭС:

1 — рабочая зольность топлива A_R ; 2 — приведенная зольность A^P ; пунктирные линии — расчетные значения соответствующих характеристик топлива



с маркой сжигаемого угля. Остаток пыли на сите R_{90} при поступлении топлива переменного качества поддерживают практически неизменным.

В зависимости от характера изменения качественных характеристик порция топлива, поступившая в данный момент, может вызвать замедление течек, резкое снижение теплопроизводительности котла, пульсацию и обрывы факела в топочной камере, зашлаковку экранов, ухудшение и прекращение выхода жидкого шлака (особенно в диапазоне пониженных нагрузок), потери производительности пылесистем, что приводит к нехватке готовой пыли для обеспечения нагрузки блока и т. п. Надежность эксплуатации, устойчивое несение нагрузки с выдачей пара заданных параметров зависят в таких случаях главным образом от опыта и практических навыков обслуживающего персонала, вынужденного оперативно приспосабливать режим работы оборудования к переменным условиям топливоснабжения.

Повышение зольности топлив сопровождается затягиванием процесса воспламенения, снижением температуры в ядре факела до 1500°C , уменьшением полезного тепловосприятия топочной камеры, смещением максимума температур газов в верх топки. Это, как правило, требует корректировки топочного режима, а на котлах с жидким шлакоудалением требует принятия дополнительных мер по устойчивому выходу жидкого шлака. Сжигание топлив повышенной зольности приводит также к интенсивному золовому износу конвективных поверхностей нагрева, вынужденному снижению нагрузки блока из-за ограничения по сушильной или размольной производительности пылесистем, а также по производительности пылепитателей, увеличению эрозионного износа рабочих лопаток вращающихся механизмов (мельничных вентиляторов, дымососов), значительному снижению ресурса работы багерных насосов (с 400—500 до 180—200 ч) и затруднениям в работе систем внешнего гидрозолоудаления, росту теплоты с механическим недожогом и уходящими газами, росту расхода электроэнергии на собственные нужды, снижению КПД электрофильтров на 0,5—1,0 % и увеличению выбросов.

При сжигании топлив резкопеременного качества, отличающегося не только абсолютным значением зольности, но и плавкостью золы, например, подача в топочную камеру котлов с жидким шлакоудалением топлива с тугоплавкой золой приводит к затягиванию леток и накоплению на поде шлака.

Равным образом сжигание топлив, имеющих легкоплавкие золы, приводит к зашлаковке верхней части топочной камеры и пароперегревателей. Все это может привести к ограничению нагрузки блока и даже вынужденному останову котла для расшлаковки. Сжигание высокозольных топлив предъявляет дополнительные требования и к очистке по-

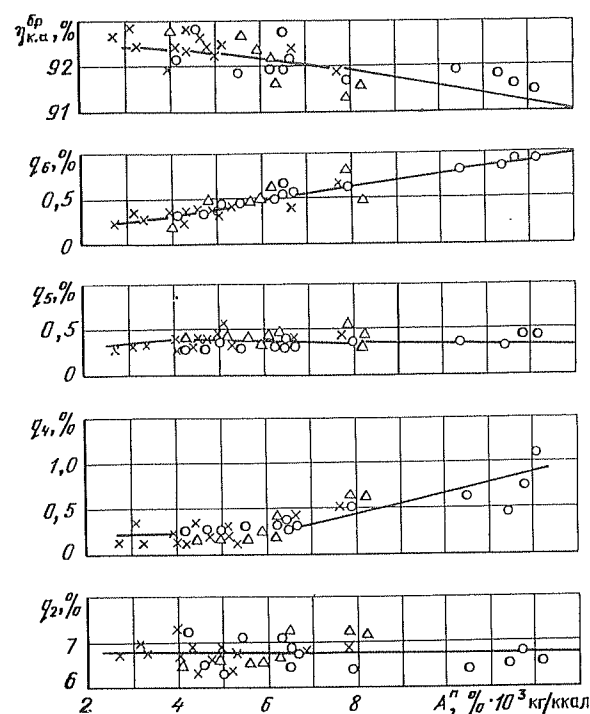


Рис. 2.10. Графики влияния качества донецких газовых углей на экономические показатели котлов ТПП-312 и ТПП-312А при $R_{90}=22,0 \div 27,7\%$

лении сепарации пыли на под топочной камеры, свидетельствующим о поступлении топлива с пониженным выходом летучих, уменьшается тонкость помола. При недостаточной эффективности указанных операций включают в работу дополнительные мазутные форсунки или газовые горелки. Однако совместное сжигание пыли с мазутом является вынужденной мерой, снижающей надежность работы НРЧ, РВП и электрофильтров и увеличивающей в 4—5 раз потерю с механическим недожогом.

Снижение тепловой экономичности котлов. Сжигание топлив с непроектными качественными характеристиками, как правило, приводит к повышению фактического удельного расхода условного топлива на отпуск электроэнергии над проектными значениями.

Например, на блоках, работающих на донецких углях, этот перерасход доходит до 9—10 г/(кВт·ч) [2.12, 2.13]. Снижение КПД котлов, приходящееся на 1 % изменения A^c , как правило, различно для разных электростанций и зависит от конкретных условий. Так, например, на Приднепровской ГРЭС это снижение составляет 0,2—0,3 % на 1 % увеличения A^c (данные ПО «Союзтехэнерго»), а на Трипольской и Новочеркасской ГРЭС дополнительные потери теплоты с механическим недожогом составляют 0,32—0,39 % при повышении A^c на 1 % (данные ВТИ).

На рис. 2.10 представлены зависимости тепловых потерь и коэффициента полезного действия (брутто) котлов ТПП-312 и ТПП-312А от приведенной зольности топлива. При сжигании донецких газовых углей, характеристики которых близки к расчетным ($A^p=3 \div 3\%$; $Q_p^p=20,1 \div 21,8$ МДж/кг), потери теплоты с механическим и химическим недожогом остаются практически неизменными и составляют 0,2—0,25 %. Коэффициент полезного действия (брутто) котла ТПП-312А составляет 92—93 %.

верхностей нагрева горизонтального газохода, конвективной шахты и РВП.

Для стабилизации работы топочной камеры в условиях поступления значительного количества непроектных низкокалорийных топлив указываются указаниям эксплуатационному персоналу, предусматривающие последовательность действий по регулировке топочного режима и обычно включающие в себя меры по интенсификации смешения топлива путем прикрытия шиберов периферийного канала горелок, повышению температуры в ядре факела уменьшением холостых сбросов, уменьшению скорости аэросмеси на выходе из горелок. При одновременном ухудшении выхода жидкого шлака или появ-

Сжигание низкосортных углей сопровождается увеличением потери теплоты с механическим недожогом и соответствующим уменьшением КПД (брутто) котла. Так, увеличение приведенной зольности от 6 до 12 % способствует повышению q_4 примерно

в 4 раза — от 0,25 до 1 %, при этом КПД (брутто) котла снижается на 1,36 % и при $A^p=12,2\%$ ($Q_p^p=14,2$ МДж/кг) составляет $\eta_{к.а}^{бр} \approx 91,14\%$.

Приведенные на рис. 2.10 данные о влиянии качества угля на экономичность работы котлов ТПП-312 и ТПП-312А получены при сжигании газовых углей без подсветки мазутом. Вместе с тем, как уже отмечалось, в эксплуатационных условиях возникает необходимость одновременно сжигания твердого и жидкого топлив (для поддержания номинальной нагрузки блока при сжигании низкосортных углей, при включении автомата подхвата факела и др.).

Расчет ущерба от снижения тепловой экономичности котла может быть произведен по формуле

$$\Delta Z_1 = (\Delta \eta_{к.а}^{бр} + \Delta \varepsilon_{с.н}) \frac{C'_T}{C_T}, \quad (2.6)$$

где $\Delta \eta_{к.а}^{бр}$ — удельное изменение КПД котла брутто на 1 % изменения A^c , %; $\Delta \varepsilon_{с.н}$ — изменение собственного расхода электроэнергии на 1 % изменения A^c , %; C_T и C'_T — стоимость условного топлива соответственно франко-станция отправления и франко-ТЭС, руб/т [2.12, 2.13].

Снижение теплоты сгорания топлива. С ростом зольности топлива снижается теплота сгорания его, что ведет к ухудшению топочного режима и увеличению расхода натурального топлива.

Например, при сжигании каменного угля увеличение приведенной зольности топлива на котле ТПП-312А с 6,4 до 12,2 % (снижение теплоты сгорания от 20 до 15 МДж/кг) приводит к уменьшению температуры в ядре факела (при номинальной нагрузке и $a_r=1,16 \div 1,20$) от 1700 до 1600 °С. Увеличение A^p с 4,2 до 12,2 % и соответственно A^p с 22,4 до 43 % (снижение Q_p^p от 22,2 до 15 МДж/кг) приводит к росту плавкостных характеристик шлака примерно на 100 °С. Все это ухудшает условия выхода жидкого шлака.

По данным [2.12] увеличение зольности топлива на 10 % снижает КПД котла $\eta_{к}^{бр}$ при сжигании АШ на 5 %, тощего донецкого и бурого угля на 2 %, и вследствие снижения КПД на такую же величину повышается расход топлива, поскольку

$$B = D \Delta i / Q_p^p \eta_{к}^{бр}, \quad (2.7)$$

где D — паропроизводительность котла, т/ч; Δi — приращение энтальпии рабочего тела, МДж/кг.

Расчет ущерба электростанции ΔZ_2 , связанного со снижением теплоты сгорания угля, приходящегося на 1 % увеличения зольности топлива, может быть произведен по формуле

$$\Delta Z_2 = \frac{100}{100 - A_p} \frac{C'_T}{C_T}, \quad (2.8)$$

где A_p — нормативная зольность топлива на рабочую массу, %.

В результате расчетов получено, что ΔZ_2 составляет для экибастузского угля 2,77, для АШ 1,51 и для подмосковного угля 1,46 % стоимости топлива.

Снижение располагаемой мощности блоков. Как отмечалось, недостаточная производительность пылесистем при сжигании

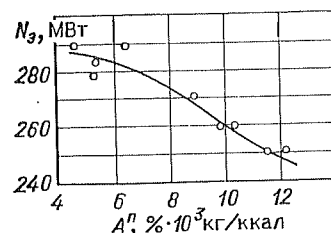


Рис. 2.11. График влияния качества топлива на электрическую нагрузку блока с котлом ТПП-312А при $\alpha_T = 1,17 \div 1,20$

блока. Дальнейшее увеличение с 6 до 12,2% (уменьшение Q_H^p от 19 до 15 МДж/кг) приводит к уменьшению нагрузки примерно на 15% [2.12]. Например, при сжигании подмосковного угля снижение располагаемой мощности блоков 300 МВт по условиям износа поверхностей нагрева составляет 1—2% на 1% роста содержания золы в топливе.

Экономический ущерб от снижения располагаемой мощности блока может быть определен по формуле

$$\Delta Z_4 = \frac{\Delta N'}{b \Pi_T} \left[(E_H + \alpha_H) \frac{k}{t_y} 10^2 \Delta c'_T \right] \cdot 10^4, \quad (2.9)$$

где $\Delta N'$ — относительное снижение располагаемой мощности на 1% изменения зольности, % [2.12—2.14].

Глава третья ЭКСПЛУАТАЦИЯ КОТЛОВ

3.1. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ГАЗОМАЗУТНЫХ КОТЛОВ

Особенности топочно-горелочных устройств газомазутных котлов

Газомазутные котлы блоков 300, 800, 1200 МВт оборудуются призматическими топочными камерами с горелочными устройствами прямоточного типа (рис. 3.1), размещенными встречно на фронтальной и задней стенах в один или несколько ярусов*. С ростом единичных мощностей котлов число горелок увеличилось. Так, котлы ТГМП-314 блоков 300 МВт оснащаются 16 горелками, котлы ТГМП-204 блоков 800 МВт имеют 36 горелок, а котлы ТГМП-1202 блоков 1200 МВт — 56 горелок.

На рис. 3.1 показана газомазутная прямоточная горелка котла блока 800 МВт производительностью 5,2 т/ч мазута. Равномерная раздача воздуха по горелкам обеспечивается большими размерами воздушных коробов, общими для всех горелок одной стены топочной камеры. Каждый короб разделен по всей длине на два отсека для раздачи воздуха во внутренние и периферийные каналы горелок. Отдельно имеется короб для ввода через горелку дымовых газов рециркуляции. Потоки воздуха завихриваются тангенциальным лопаточным аппаратом, а газы вводятся в топочную камеру прямото-

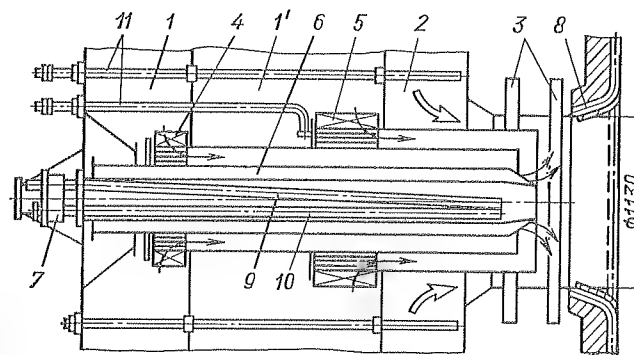
* В последние годы стала применяться более прогрессивная — подовая компоновка горелок.

каменных углей с большой зольностью ($A_p > 6\%$; $Q_H^p < 19$ МДж/кг; $A_p > 30\%$) является одной из основных причин вынужденного снижения паропроизводительности котла и соответственно электрической нагрузки блока.

На рис. 2.11 представлены данные, характеризующие влияние качества топлива на электрическую нагрузку блока 300 МВт с котлом ТПП-312А. График свидетельствует о том, что увеличение приведенной зольности топлива до 6% (уменьшение теплоты сгорания до ~19 МДж/кг) не оказывает заметного влияния на нагрузку

Рис. 3.1. Газомазутная горелка котла ТГМП-204 производительностью 5,2 т/ч мазута или $5,54 \cdot 10^3 \text{ м}^3$ природного газа:

1, 1' — центральный и периферийный каналы горячего воздуха; 2 — канал подачи рециркулирующих газов; 3 — линзовый компенсатор; 4, 5 — тангенциальные завихривающие лопатки; 6 — центральный канал подачи природного газа; 7 — пневмозатвор, препятствующий выбиванию топочных газов из горелки; 8 — разводка экранных труб вокруг амбразуры горелки; 9 — ствол для мазутной форсунки; 10 — газовый электрозапальник; 11 — импульсные линии для контроля за давлением воздуха



ком и смешиваются с расходящимся под углом периферийным воздухом. Природный газ вводится по центральному коаксиальному каналу под углом 45° к оси потока. Для компенсации разницы тепловых расширений воздушного короба со встроенными в него горелками и экранов топочной камеры установлены линзовые компенсаторы. При переходе на сжигание газа мазутная форсунка автоматически отключается и втягивается в центральный ствол.

К горелочным устройствам и форсункам газомазутных котлов предъявляются высокие требования в части обеспечения оптимальных условий процесса смешения топлива с воздухом*, воспламенения и стабильного горения смеси, получения газового потока с равномерным полем температур, формирования требуемой формы факела и, наконец, эффективной передачи теплоты экранам топочной камеры. Для выполнения этих общих требований горелки и форсунки должны обеспечивать пуск котла на штатных форсунках, регулирование тепловой мощности топочной камеры от 100 до 30—20% без отключения горелок, сохранение во всем указанном диапазоне нагрузок устойчивого горения, практическое отсутствие химической неполноты сгорания и минимальный механический недожог (не более 0,3% на средних и низких нагрузках и не более 0,1% на номинальной нагрузке), минимальные выбросы окислов азота и серы. Кроме того, горелки и форсунки должны формировать факел без наброса пламени на экраны топочной камеры и обладать высокими показателями надежности (отсутствие коксования амбразур, обгорания элементов горелок), регламентируемыми ГОСТ 23689-79 и ОСТ 108.836.05-82.

Организация оптимального топочного режима газомазутных котлов

Минимальные отклонения коэффициента избытка воздуха в топочной камере α_T , потери теплоты с химической неполнотой сгорания q_3 и механическим недожогом q_4 могут быть обеспечены качественным регулированием топочного режима.

Диапазон качественного регулирования топочного режима при прочих равных условиях зависит от минимального давления мазута перед

* Обеспечивается установкой в оптимальное положение завихривающих лопаток-регистров горелок (см. рис. 3.1).

форсунками, которое определяется условиями горения топлива (для разных типов котлов различен). Например, для котлов ТГМП-314, оборудованных паромеханическими форсунками типов «Титан» и ТКЗ-4, этот диапазон соответственно составляет 70 и 50 % [3.24]. При совершенных горелочных устройствах и форсунках диапазон качественного регулирования топочного процесса обычно больше регулировочного диапазона нагрузок котла.

Глубокое снижение давления мазута перед форсунками приводит также к увеличению перепада его давления на регулирующих мазутных клапанах, а следовательно, к некоторому ухудшению регулирования расхода, что необходимо учитывать в процессе эксплуатации.

Из рис. 3.2 видно, что при расходе мазута на котел ТГМП-204 блока 800 МВт, равном 75 т/ч (при нагрузке блока около 40 % номинальной), перепад давлений мазута на регулирующем клапане превышает 4 МПа (40 кгс/см²). В эксплуатации для анализа работы горелочных устройств, форсунок и топочной камеры часто используется параметр $B_m \alpha_t$, где B_m — расход мазута, т/ч; α_t — коэффициент избытка воздуха в топке. Для заданного расхода воздуха указанный параметр характеризует максимально возможную тепловую нагрузку котла. При ухудшении состояния топочно-горелочных устройств увеличивается коэффициент α_t . Определяемое этим уменьшение располагаемой тепловой нагрузки котла можно определить по формуле

$$\Delta Q_T = B_m Q_H^p (\alpha_t - 1), \quad (3.1)$$

где Q_H^p — низшая рабочая теплота сгорания мазута. При $\alpha_t = 1$ $\Delta Q_T = 0$, т. е. топка работает при стехиометрическом избытке воздуха.

На рис. 3.3 показано изменение параметра $B_m \alpha_t$ для котлов ТГМП-204 и ТГМП-114 в зависимости от давления воздуха в коробе перед горелками. Как видно, с увеличением параметра $B_m \alpha_t$ увеличивается давление воздуха перед горелками, а следовательно, и тепловая нагрузка котла [3.24]. Состояние горелочных устройств, форсунок и топочной камеры в эксплуатации оценивается также уровнем критического избытка воздуха $\alpha_{кр}$, потерями теплоты q_3 и q_4 .

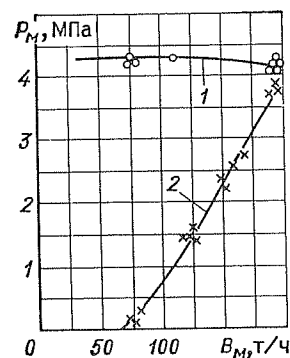


Рис. 3.2. Зависимость давления мазута перед регулирующим мазутным клапаном (1) и за ним (2) от расхода мазута на котел ТГМП-204 блока 800 МВт

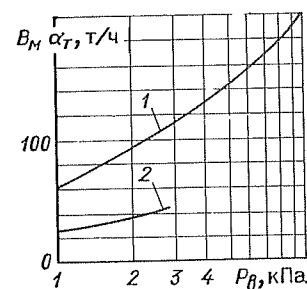
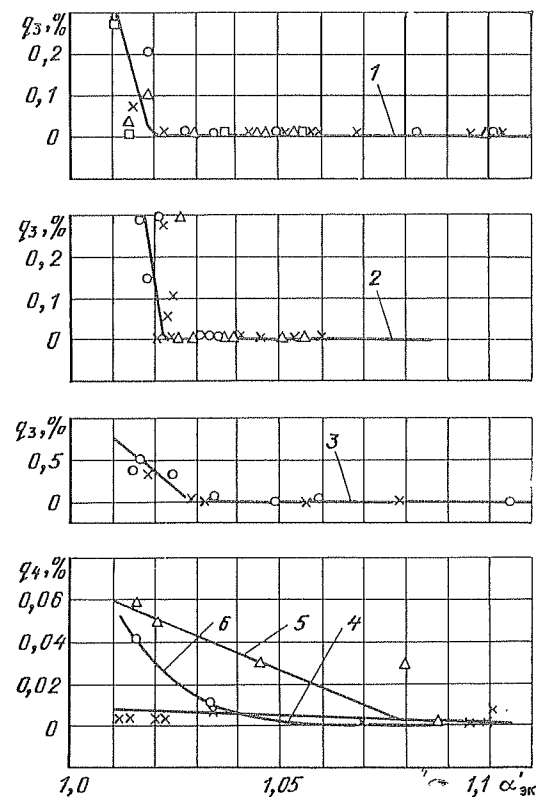


Рис. 3.3. Зависимость параметра $B_m \alpha_t$ от давления воздуха в коробе перед горелками: 1 — котел ТГМП-204; 2 — котел ТГМП-114 на один корпус

Рис. 3.4. Зависимость потерь теплоты с химической неполнотой сгорания q_3 и механическим недожогом q_4 от коэффициента избытка воздуха перед экономайзером: 1 — q_3 котла ТГМП-204 блока 800 МВт при нагрузках: $\circ$ — 100% номинальной, $\times$ — 80%, $\triangle$ — 60%, $\square$ — 40%; 2 — q_3 котла ТГМП-314 блока 300 МВт при нагрузках: $\circ$ — 100% номинальной, $\triangle$ — 50%; $\times$ — 40%; 3 — q_3 котла ТГМП-114 блока 300 МВт при нагрузках: $\circ$ — 100% номинальной, $\times$ — 70%; 4 и 5 — q_4 котлов ТГМП-204 и ТГМП-314 в диапазоне нагрузок 40—100% номинальной; 6 — q_4 котла ТГМП-114 в диапазоне нагрузок 70—100% номинальной



В качестве примера на рис. 3.4 приведены графики изменения потерь q_3 и q_4 для котлов блоков мощностью 800 и 300 МВт*. Как видно из графиков, для котлов ТГМП-314 и ТГМП-204 изменение нагрузки от 100 до 40% номинальной практически не влияет на значение критического избытка воздуха, который в указанном диапазоне нагрузок находится в пределах 1,015—1,020. Для котлов ТГМП-114 в диапазоне нагрузок 70—100% номинальной значение $\alpha_{кр}$ равно 1,03, а при снижении нагрузки до 50% оно увеличивается до 1,04. Дальнейшее снижение нагрузки блока требует отключения отдельных горелок в связи с ухудшением процесса горения. При замене форсунок ТКЗ-4 на «Титан» критические избытки воздуха котла ТГМП-114 снижаются до 1,02, что позволяет перевести котлы этого типа на работу с низкими избытками воздуха.

Совместное сжигание газа и мазута в газомазутных котлах может производиться в различных пропорциях. Однако одновременное сжигание газа и мазута в одном горелочном устройстве нежелательно, так как это приводит к ухудшению выгорания одного из них (чаще — мазута), что связано с различными условиями смешения и временем воспламенения. Для повышения надежности работы радиационных поверхностей нагрева в горелках, размещение в области максимальных тепловых потоков, целесообразно сжигать газ, а в горелках, размещенных в зоне умеренных тепловых потоков, — мазут. Так, в котлах ПК-41 максимальные тепловые потоки приходятся на боковые стены, и поэтому сжигать газ в них целесообразно в боковых горелках.

В котлах ТГМП-314, где максимальные тепловые потоки находятся в средней части топки, в зоне верхнего яруса горелок, газ целесообразно сжигать в центральных горелках верхнего яруса, а в котлах

* Топочные камеры котлов ТГМП-314 и ТГМП-204 в этом случае были оснащены паромеханическими форсунками типа «Титан», а топочная камера котла ТГМП-114 — форсунками ТКЗ-4.

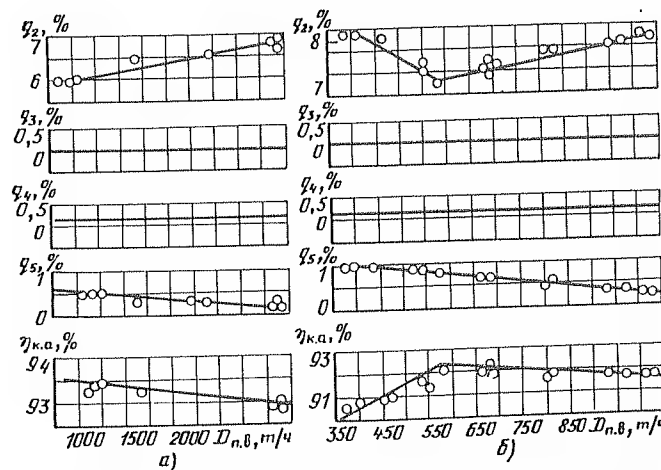


Рис. 3.5. Зависимость изменения потерь теплоты и КПД котлов ТГМП-204 (а) и ТГМП-114 (б) от расхода питательной воды

ТГМП-114 — в верхних боковых горелках, так как максимальные тепловые потоки в этих котлах падают на боковые стены топки верхнего яруса горелок. При совместном сжигании газа и мазута большое значение имеет обеспечение надежности работы газовых насадок. Выход из строя газовых насадок в процессе эксплуатации увеличивает критические избытки воздуха и снижает экономичность котла. Совместное сжигание газа и мазута в основном не вызывает трудностей, однако требует наладки топочно-горелочных устройств, оптимизации топочного режима.

На рис. 3.5 показано изменение потерь теплоты и КПД котлов ТГМП-204 и ТГМП-114 в зависимости от расхода питательной воды. Котел ТГМП-204 работал с низкими ($\alpha_{\text{эк}} = 1,02 \div 1,03$), а котел ТГМП-114 — с повышенными (до $\alpha_{\text{эк}} = 1,05$) избытками воздуха, при этом с уменьшением расхода питательной воды потери теплоты с уходящими газами q_2 существенно возрастали из-за увеличения избытка воздуха. Как видно из графиков, максимальное значение КПД котлов ТГМП-204 и ТГМП-114 равно соответственно 93,4 и 92,2 %. Более низкий КПД котла ТГМП-114 объясняется главным образом повышенной потерей теплоты с уходящими газами [3.24].

Особенности работы газомазутных топочных камер со встречным и подовым расположением горелок

Недостатком встречной компоновки горелок в ее современном исполнении является крайне неравномерное распределение тепловыделения, особенно по высоте топочной камеры. Как показывают исследования топочных камер газомазутных котлов, максимальные тепловые потоки, падающие на экраны труб $q_{\text{пад}}$, имеют место в нижней части камеры, в зоне расположения горелок. В средней части камеры отмечается резкое уменьшение падающих тепловых потоков с последующим медленным их снижением к выходу из топочной камеры. Так, например, в котле ТГМП-314 максимальные тепловые потоки приходятся на район НРЧ и достигают уровня $700\text{—}725 \text{ кВт/м}^2$ [$600\text{—}625 \cdot 10^3 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч)}$]. Выше верхнего яруса горелок происходит резкое снижение $q_{\text{пад}}$ до $407\text{—}465 \text{ кВт/м}^2$ [$350\text{—}400 \cdot 10^3 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч)}$], а затем монотонное уменьшение их значения по высоте камеры до $175\text{—}232 \text{ кВт/м}^2$ [150—

$200 \cdot 10^3 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч)}$] на выходе из топки [3.1]. Высокие тепловые нагрузки в нижней части топочной камеры приводят к возрастанию температур металла экранных поверхностей нагрева до высоких значений. Это влечет за собой снижение надежности работы экранов топки, уменьшение срока их службы, интенсификацию процесса высокотемпературной коррозии.

Концентрация тепловыделения в нижней части топки вызвана тесной компоновкой горелок (в границах НРЧ). Взаимодействие встречных факелов также способствует увеличению неравномерности тепловыделения. Следствием этого является высокий уровень локальных падающих тепловых потоков. Например, в топочной камере котла ТГМП-204 блока 800 МВт значения падающих тепловых потоков в зоне НРЧ составляют 815 кВт/м^2 [$700 \cdot 10^3 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{ч)}$]. При таком высоком уровне тепловых потоков снижается запас по надежности теплонепригодных поверхностей нагрева в топке, поскольку температура стенок экранных труб приближается к предельной.

Целью применения подовой компоновки горелок на газомазутных котлах СКД является достижение более равномерного распределения тепловой нагрузки экранов по высоте топки, снижение максимальных значений тепловых потоков. Это позволяет улучшить температурный режим топочных экранов и повысить их надежность, а также уменьшить число установленных горелок, повысить ремонтопригодность оборудования. Рекомендуется двухрядное расположение горелок. При этом для двухкорпусных котлов блоков 300 МВт производительность горелки составляет $4,0\text{—}4,5 \text{ т/ч}$ при их количестве на корпус 8 шт. Для однокорпусных котлов блоков 300 МВт при таком же количестве их единичная производительность увеличивается до 9 т/ч . Для котлов блоков 800 и 1200 МВт единичная производительность подовой горелки составляет $15,7 \text{ т/ч}$ при количестве горелок соответственно 12 и 20 на котел [3.1].

На рис. 3.6 показаны схема расположения горелок котлов ТГМП-204П Рязанской ГРЭС и горелочное устройство, которое имеет четыре воздушных канала и канал газовой рециркуляции. Внутренний канал, в котором расположены паромеханическая форсунка «Титан-М» и запальное устройство, заканчивается аксиальным завихрителем из восьми лопаток. На входе в центральный канал предусмотрен неподвижный тангенциальный регистр, состоящий из 18 лопаток. На входе в периферийные каналы установлены отключающие шиберы с ручным и электрифицированным приводом [3.25].

Характерными особенностями аэродинамики топочных камер с подовым расположением горелок являются развитая по всему периметру низа топки зона внешней рециркуляции газов к факелам горелок, мощный опускной ток газов по всей высоте боковых экранов и относительно малая степень заполнения топочного

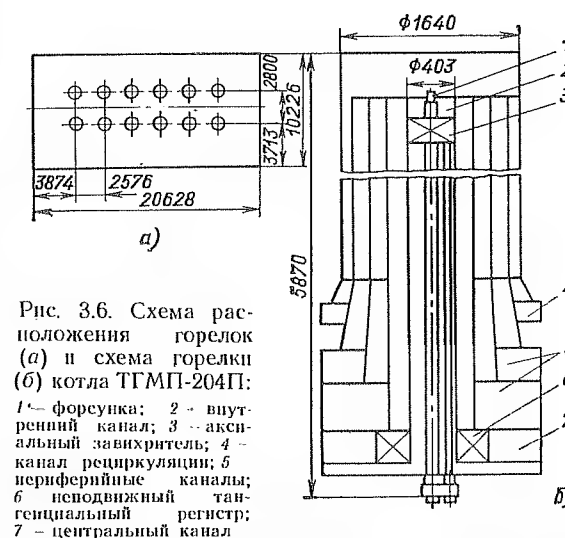


Рис. 3.6. Схема расположения горелок (а) и схема горелки (б) котла ТГМП-204П: 1 — форсунка; 2 — внутренний канал; 3 — аксиальный завихритель; 4 — канал рециркуляции; 5 — периферийные каналы; 6 — неподвижный тангенциальный регистр; 7 — центральный канал

объема основным газовым потоком в нижней части топки. Хорошо развитая зона внешней рециркуляции газов между стенами топки и факелами горелок обеспечивает быстрый прогрев и устойчивое воспламенение факелов горелок и компенсирует практическое отсутствие рециркуляционных зон между факелами отдельных горелок. Об этом свидетельствует опыт эксплуатации котлов ТГМП-204П на Рязанской ГРЭС, где максимальные значения тепловых потоков в зоне НРЧ снизились на 20—25 %, а максимальные температуры металла труб НРЧ — на 40—50 °С [3.25]. Это увеличивает ресурс их работы. Несмотря на увеличение единичной мощности горелок в 3 раза, концентрация окислов азота в дымовых газах на этих котлах на ~10 % ниже, чем на серийных котлах ТГМП-204 со встречными настенными горелками. Уменьшилась также опасность возникновения высокотемпературной газовой коррозии экранных труб.

Подовые горелки на котлах ТГМП-314П в сочетании с паромеханическими форсунками «Титан-М» обеспечивают эффективное сжигание мазута с предельно малыми избытками воздуха за пароперегревателем (1,01—1,02) в широком диапазоне изменения нагрузок. При этом потери теплоты ($q_3 + q_4$) не превышают 0,15 % [3.1]. Эффективным средством регулирования топочных процессов в камерах с подовым расположением горелок стало изменение значения и направления крутки потока на выходе из них.

Обеспечение надежной и экономичной работы мазутных форсунок

В связи с существенным влиянием несоответствия расходов топлива и воздуха на режим горения в топочной камере котла считается допустимым рассогласование расходов мазута и воздуха в горелках от средних значений не более чем на ± 3 %. При этом равномерное распределение топлива по горелкам обеспечивается подбором форсунок с одинаковыми расходными характеристиками* и симметричной трассировкой мазутопроводов к форсункам, обеспечивающей идентичные гидравлические сопротивления участков мазутопровода за общим регулирующим мазутным клапаном котла. Трассировка воздухопроводов к горелкам котла (при индивидуальном подводе) или к сторонам (ярусам) котла (при общем или групповом подводе воздуха) должна обеспечивать максимально возможную равномерность распределения воздуха по горелкам, ярусам или сторонам котла. Обычно большая неравномерность приводит к увеличению потери от механического недожога q_4 , тепловой неравномерности в работе панелей экранов, а иногда к общему тепловому перекосу по сторонам топочной камеры. Наладкой воздушного режима топочной камеры и каждой горелки неравномерность распределения воздуха между ними обычно снижают до 5—6 % [3.24].

Надежность и экономичность работы газомазутных котлов в значительной мере зависят от типа и конструкции используемых форсунок, соблюдения правил их подготовки (реvisions и тарировки), установки и эксплуатации. На котлах, постоянно работающих в диапазоне нагрузки 100—40 % номинальной, как правило, применяются форсунки паромеханического типа. Из существующих в настоящее время форсунок этого типа предпочтение отдается форсункам ТКЗ-7, «Титан», «Титан-М» ПО ТКЗ (рис. 3.7, г, д), в которых применены винтовые распылители топ-

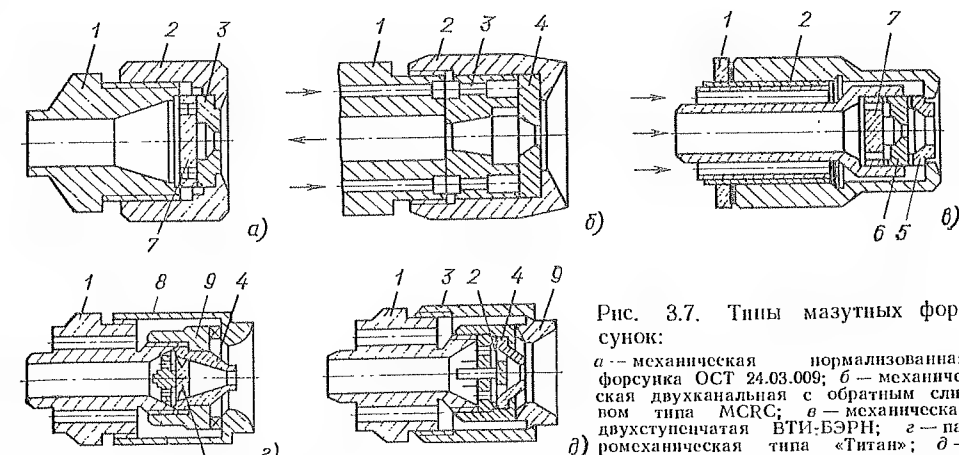


Рис. 3.7. Типы мазутных форсунок:

а — механическая нормализованная форсунка ОСТ 24.03.009; б — механическая двухканальная с обратным сливом типа МСРС; в — механическая двухступенчатая ВТИ-БЭРН; г — паромеханическая типа «Титан»; д — паромеханическая ТКЗ-7; 1 — корпус; 2 — гайка; 3 — завихритель мазутный; 4 — сопло мазутное; 5 — сопло мазутное наружное (I ступень); 6 — сопло мазутное внутреннее (II ступень); 7 — распределитель; 8 — сопло паровое; 9 — завихритель паровой

лива. Эти форсунки формируют конусную струю распыленного мазута с углом раскрытия 85—110 ° [1.16].

На котлах, работающих в диапазоне нагрузок 100—70 % номинальной, наряду с паромеханическими используются форсунки механического распыливания: нормализованные по ОСТ 24.03.009 завода «Ильмарине» (рис. 3.7, а), двухканальные с обратным сливом типа МСРС для горелок «Пиллард» (рис. 3.7, б), двухступенчатые конструкции ВТИ-Бел-энергоремналадка (рис. 3.7, в), а также некоторые другие конструкции.

К паромеханическим и механическим форсункам мазут должен подаваться подогретым до температуры, при которой вязкость его не превышает 2,5 °ВУ (16 мм²/с).

Кроме того, мазут должен быть профильтрованным через сетку 0,5×0,5 мм или пластины с зазором 0,5 мм. В качестве грубых и тонких фильтров применяются как сетчатые, так и пластинчатые фильтры.

Давление мазута перед форсунками (кроме режима растопки котла) должно быть не менее 1,2 МПа (12 кгс/см²). Мазутные хозяйства электростанций комплектуются насосами, создающими давление до 4 МПа (40 кгс/см²), что позволяет изменять давление перед форсунками от 3,5 до 1,2 МПа (от 35 до 12 кгс/см²), при этом производительность одноступенчатых форсунок изменяется по квадратичной характеристике.

Паромеханические форсунки ТКЗ-7, «Титан», «Титан-М», особенно с металлокерамическими распылителями, обладают достаточно высокими показателями по эрозионной стойкости, а также стабильности расходов и дисперсных характеристик во времени. Однако форсунки требуют повседневного наблюдения, а после смены комплекта — проверки на стенде, замены и подгонки деталей. При этих условиях возможно их 3—5-кратное использование. Форсунки, изготавливаемые в станционных условиях, по эрозионной стойкости и стабильности дисперсных и расходных характеристик уступают поставляемым заводами (из-за отсутствия или недостаточности термообработки).

Возможности организации режимов сжигания мазута с малыми избытками воздуха при номинальной и близких к ней нагрузках в газомазутных котлах при использовании паромеханических форсунок и форсунок механического распыливания примерно одинаковы. Однако при глубоких разгрузках котлов паромеханические форсунки и форсунки механического распыливания неравноценны. Так, форсунки ТКЗ-7, «Ти-

* Допускается расхождение по производительности не более 2% [1.10].

тан», «Титан-М» обеспечивают возможность качественного распыливания во всем диапазоне нагрузок с небольшим увеличением избытка воздуха (до 5 %). Это позволяет проводить растопки котла без применения специальных растопочных форсунок. Кроме того, при полной производительности они могут работать как механические, без подачи пара на распыливание или с малым его расходом. Распыливающий пар играет более важную роль при сниженных нагрузках, при этом расход его на распыливание топлива относительно невелик и составляет 0,02—0,05 кг на 1 кг мазута [1.16].

Форсунки механического распыливания имеют диапазон качественного регулирования, как правило, не ниже 65—70 % номинальной нагрузки котла с одновременным увеличением избытка воздуха до 7—8 %. Более глубокое разгружение требует отключения части горелок. Это ухудшает топочный режим и увеличивает коэффициент избытка воздуха.

В целях расширения диапазона регулирования нагрузки без отключения горелок, ликвидации потерь пара, отказа от растопочных форсунок применяются двухступенчатые форсунки механического распыливания (рис. 3.7, в), включаемые в двухконтурную схему подачи к ним мазута (рис. 3.8). В этой схеме линия подачи мазута на котле после измерительной диафрагмы и отсежного клапана разветвляется на два контура: постоянно действующий (нерегулируемый контур), который обеспечивает 25—30 % нагрузки, и регулируемый контур. При работе котла изменение количества поступающего к форсункам мазута достигается воздействием только на регулируемый контур. Мазут по двуствольной трубе подается к распылителю. По наружной трубе поступает мазут постоянно действующего контура (первая ступень), по внутренней — мазут регулируемого контура (вторая ступень). Мазут обоих контуров через отдельные завихрители поступает в общую выходную камеру (см. рис. 3.7, в). Так как давление в нерегулируемом контуре максимальное

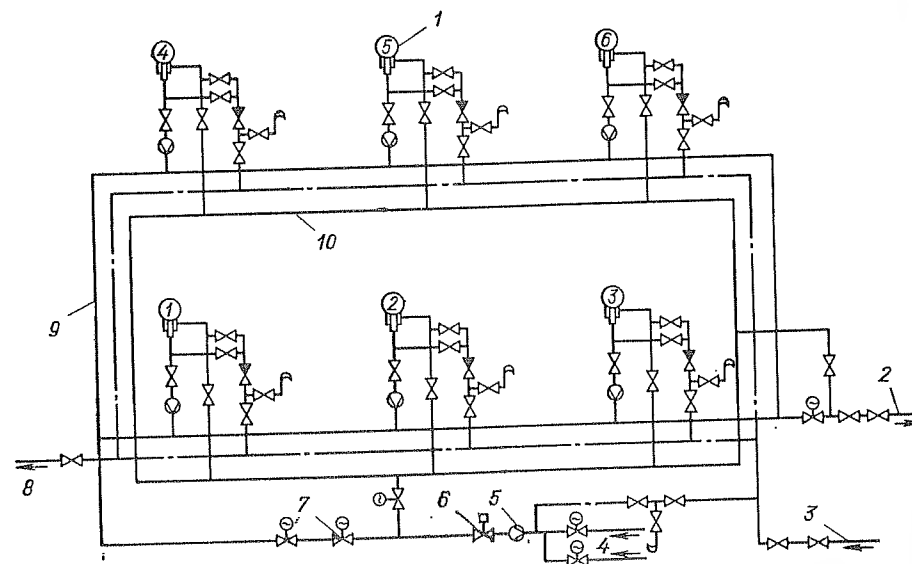


Рис. 3.8. Двухконтурная схема подачи мазута в котле ТГМП-114: 1 — горелки; 2 — линия рециркуляции; 3 — подача пара; 4 — подача мазута из магистрали; 5 — измерительная диафрагма; 6 — отсежной клапан; 7 — регулятор; 8 — подача в топочную камеру соседнего котла; 9 — регулируемый контур; 10 — постоянно действующий контур

и при изменении нагрузки не меняется, обеспечивается хорошее распыливание мазута.

До последнего времени распыливающие элементы форсунок изготавливали из конструктивных и инструментальных сталей методом механической обработки или листовой штамповки [3.3], при этом стальные распылители в процессе эксплуатации подвергались быстрому эрозионному износу под действием твердых минеральных частиц, содержащихся в мазуте. В результате эрозии форсунок наблюдалось быстрое изменение геометрических размеров распылителя (диаметра сопла, диаметра камеры завихрения, площади сечения тангенциальных каналов), что приводило к нарушению процесса сжигания топлива. Для улучшения топочного режима, особенно при работе с малыми избытками воздуха, приходилось часто производить ревизию форсунок с заменой распыливающих элементов (завихрители, сопла). Максимальный срок службы без изменения расходных характеристик составлял не более 30 дней, после чего приходилось менять завихрители мазута и сопла.

В настоящее время эксплуатируются паромеханические форсунки с распылителями из металлокерамики. Например, применение распылителей из вольфрамокарбидных сплавов, изготовленных Таллинским политехническим институтом для форсунок «Титан-М» производительностью 16 т/ч на котлах ТГМП-204П и ТГМП-204 блоков 800 МВт, позволило увеличить срок службы форсунок (практически без изменения расходных характеристик) с 700—750 до 3500—4000 ч [1.1].

Эти распылители не получили, однако, широкого распространения в механических форсунках из-за явления «роста металлокерамики» под воздействием высоких температур, возникающих при отключении подачи мазута в форсунку. В результате этого роста происходит изменение геометрических размеров камеры завихрения и выходного отверстия распылителя, что приводит к изменению расходной характеристики форсунки. При установке металлокерамических распылителей в паромеханическую головку подача пара на форсунку при отключении мазута не прекращается, что обеспечивает ее охлаждение и предупреждает «рост металлокерамики».

Опыт эксплуатации газомазутных котлов под наддувом

В эксплуатации находятся запроектированные для работы под наддувом газомазутные котлы ТГМП-324 (блок 300 МВт), ТГМП-204, ТГМП-204П (блок 800 МВт). Большинство из котлов поставлялось на электростанции с резервными дымососами, рассчитанными, как правило, на неполную нагрузку [3.5].

Газоплотность котлов обеспечивается применением двух контуров уплотнений. Панели всех экранов топки, переходного газохода и конвективной шахты сварены между собой и образуют единую цельносварную коробку, являющуюся первым, внутренним контуром уплотнения. Вторым, наружным контуром уплотнения представляет собой систему уплотнительных ящиков в местах возможных утечек газа через уплотнения внутреннего контура (шатер на потолке котла, места разъема топочных экранов НРЧ и СРЧ, СРЧ и ВРЧ). В эти ящики подается уплотняющий воздух.

Для уплотнения стволов запально-защитных устройств, а также замены форсунок при работе котла под наддувом на горелках устанавливаются пневмозатворы, а для наблюдения за топочным режимом — лючки, к которым подводится охлаждающий воздух от дутьевых вентиляторов или компрессоров.

Ожидалось, что эксплуатация газомазутных котлов под наддувом позволит:

увеличить экономичность установок вследствие исключения присосов воздуха в топочную камеру и газовый тракт;

перейти на сжигание сернистых мазутов с предельно низкими избытками воздуха, что даст возможность снизить температуру уходящих газов, а следовательно, и потери q_2 ;

увеличить срок службы набивки РВП и металлических газоходов вследствие резкого снижения интенсивности серноокислотной коррозии; упростить компоновку котла и удешевить его благодаря отказу от установки дымососов.

Работа с давлением в топочной камере и газоходах предъявляет повышенные требования к плотности ограждений котла. Обеспечение надежной работы первого контура уплотнений не встречает особых затруднений. Недостатки отдельных узлов, выявленные при освоении головных котлов, как правило, в процессе эксплуатации ликвидированы. К ним относятся конструктивные решения узлов сочленения подового экрана и НРЧ (котел ТГМП-324), разъема НРЧ-СРЧ и СРЧ-ВРЧ (котлы ТГМП-324 и ТГМП-204).

Обеспечение надежности узлов второго контура уплотнений оказалось значительно сложнее. Недостаточная прочность компенсаторов является основной причиной нарушения газовой плотности. Разуплотнение отдельных узлов приводит к загазованности котельного помещения или требует перехода на работу с уравновешенной тягой.

Опыт эксплуатации котлов ТГМП-324 Киришской ГРЭС на мазуте показывает, что отсутствие повышенной загазованности в котельном помещении достигается тщательным повседневным контролем за состоянием узлов уплотнений, использованием всех остановов блоков для устранения выявившихся неплотностей. Добиться отсутствия повышенной загазованности помещения при сжигании мазута значительно сложнее, чем при сжигании газа. Это объясняется наличием в выбрасываемых через неплотности газов сернистого ангидрида, а также коррозионными повреждениями элементов ограждений агрегата в низкотемпературной зоне.

Особенно сложна задача обеспечения газовой плотности котла ТГМП-204. Большие размеры установок, огромное число элементов уплотнений, ограниченный срок службы некоторых из них обуславливают значительный объем работ по их восстановлению.

Для обеспечения стабильного поддержания газоплотности котлов ТГМП-204 реконструированы топочные разъемы и усовершенствована схема подвода к ним уплотняющего воздуха, реконструированы уплотнения горелок с применением плосколинзовых компенсаторов, модернизирована схема газовой рециркуляции, заменены сильфонные компенсаторы на коллекторах конвективной шахты на плосколинзовые, установлены объемные компенсаторы на угловых соединениях шатра, опробованы на подвесках шатра компенсаторы стаканный типа, крупногабаритный компенсатор на восходящем газоходе за водяным экономайзером вынесен за пределы цеха.

Наиболее серьезным является вопрос обеспечения надежной работы компенсаторов с большими перемещениями, систематически повреждающихся при пусках и остановках блоков. Отсутствие работоспособной конструкции лючков для наблюдения за топочным режимом котлов затрудняет определение свищей и разрывов на трубах поверхностей нагрева (для этой цели желательно применение акустических датчиков). Конструкции разъемов экранов топочной камеры требуют дальнейшего усовершенствования. В итоге эксплуатации котлов ТГМП-204 рекомендована с уравновешенной тягой.

Сравнение результатов эксплуатационных испытаний котлов, работающих под наддувом, с показателями котлов, работающих с уравновешенной тягой, пока не дает преимуществ первых и по экономичности. Основной причиной этого является невозможность реализации надеж-

ной работы с предельно низким избытком воздуха в топочной камере (1,02 и меньше), что приводит к необходимости поддержания уровня подогрева воздуха в калориферах и температуры уходящих газов такими же, как и на котлах с уравновешенной тягой.

Высокотемпературная коррозия поверхностей нагрева газомазутных котлов

На основании анализа эксплуатационных данных выявлено, что интенсивность коррозионных процессов металла высоконапряженных труб НРЧ при прочих равных условиях зависит в первую очередь от температуры металла, а также от состава газовой среды в пристенной зоне, состава и агрегатного состояния натрубных отложений и от значения знакопеременных термических напряжений. Однако характерные признаки коррозии (поперечные трещины) и повреждения труб имеют место не только тогда, когда температура металла превышает 600 °С или когда вблизи экранов концентрация сероводорода превышает 0,01 %, но и при довольно умеренных температурах (520—550 °С) в окислительной среде или в среде, близкой к ней [1.2].

Анализ исследований и сопоставление данных о коррозионной повреждаемости труб пароперегревательных и экранных поверхностей нагрева из стали 12Х1МФ, находящихся в окислительной среде и имеющих примерно такие же температуры металла, как НРЧ, дали основание предположить, что на интенсивность коррозионных процессов кроме известных факторов (температуры металла, состава газовой среды и др.) оказывают влияние и такие факторы, которые свойственны только топочным камерам (например, высокий уровень температур газов и тепловых потоков, большие колебания температур металла вследствие пульсации излучения пламени и возникновения из-за этого циклических термических напряжений).

Установлено, что в диапазоне температур металла 380—470 °С коррозия незначительна и мало зависит от значения теплового потока, а при температуре более 470 °С коррозия определяется не только температурой металла, но и значением тепловых потоков. При постоянной температуре металла скорость коррозии тем больше, чем выше значение тепловых потоков.

Для зон топочной камеры с локальными тепловыми потоками около 1260 МДж/(м²·ч), где наблюдается повышенная скорость коррозии металла труб, существуют граничные значения средневзвешенной температуры, превышение которых приводит к быстрому развитию коррозионных процессов. Для стали 12Х1МФ граничная температура в окислительной среде составляет 500 °С [1.1].

Интенсивность коррозии НРЧ мазутных котлов СКД снижается в результате систематических химических промывок НРЧ от внутренних железоокисных отложений или перехода на нейтрально-кислородный водно-химический режим. Однако несмотря на внедрение ряда мероприятий, направленных на предупреждение высокотемпературной коррозии, по этой причине не удалось полностью избежать повреждений труб НРЧ.

Низкотемпературная коррозия поверхностей нагрева газомазутных котлов

Актуальной задачей эксплуатации котлов, работающих на сернистом мазуте, является предупреждение низкотемпературной коррозии регене-

ративных воздухоподогревателей и металлических газоходов за ними. Решается эта задача двумя путями: снижением коррозионной активности дымовых газов и использованием коррозионно-стойких материалов и покрытий.

Снизить коррозионную активность газов (уменьшить содержание SO_3 в газах и, следовательно, их температуру точки росы) можно ограничением избытка воздуха для горения или применением различных присадок. Однако оба способа лишь частично снижают скорость низкотемпературной коррозии поверхностей нагрева. По этой причине большое значение приобретают пассивные методы борьбы с коррозией путем применения коррозионно-стойких сталей, покрытий и материалов.

Опыт эксплуатации и исследования выявили экономическую оправданность применения низколегированных сталей 10ХНДП и 10ХСНД, которые в 2—2,5 раза более стойки, чем углеродистая, и практически мало отличаются от них по стоимости [1.1], и их целесообразно применять для изготовления металлических газоходов.

Для холодных пакетов РВП получили распространение другие способы защиты: эмалирование поверхностей нагрева или изготовление их из неметаллических материалов. Эмалирование не всегда обеспечивает надежную и длительную работу набивки РВП. В основном это определяется изготовлением набивки на неспециализированных предприятиях, отсутствием специальных технических условий, отступлениями в выборе металла, эмали, профиля набивки и др.

Значительны затраты металла на электростанциях для замены прокорродировавших участков металлических газоходов. Зачастую основными причинами их коррозии являются недостаточная изоляция и ухудшение ее свойств в процессе эксплуатации. Как правило, газоходы, в том числе наружные участки от РВП до дымовых труб, изолируются минерализованными изделиями с асбоцементной штукатуркой. Качество изоляции в холодном состоянии должно строго контролироваться и, что наиболее важно, должны поддерживаться сохранность и систематически проводиться ее ремонт в эксплуатации. Как известно, минераловатная изоляция с течением времени ухудшается, слеживается, появляются трещины в наружной штукатурке, уменьшающие в условиях воздействия атмосферных осадков срок службы изоляции.

Существенные трудности при эксплуатации мазутных котлов связаны также с золовым загрязнением поверхностей нагрева, особенно пароперегревательных и воздухоподогревательных. В первом случае повышенное загрязнение определяется низкой температурой плавления мазутной золы, во втором — выпадением влаги (серной кислоты) на нагревательных элементах. Золовой занос высокотемпературных пароперегревательных поверхностей нагрева сопровождается также ванадиевой коррозией вследствие влияния ванадия, имеющегося в золовых отложениях.

Поддержание оптимальных температур уходящих газов и предварительного подогрева воздуха газомазутных котлов

Температура уходящих газов является одной из важнейших характеристик котла. В условиях, когда потери с химической и механической неполнотой сгорания жидкого топлива практически сведены к нулю, снижение температуры уходящих газов представляет основным резервом повышения экономичности собственно котла. Однако экономичность блока зависит не только от температуры уходящих газов, но также и от

температуры предварительного подогрева воздуха. При этом важно, что увеличение температуры уходящих газов снижает экономичность блока, а рост температуры предварительного подогрева воздуха повышает ее. Следует учесть, что при сжигании сернистых мазутов температура уходящих газов не может выбираться без учета низкотемпературной коррозии, загрязнений и охраны окружающей среды.

При сжигании сернистых мазутов температура точки росы дымовых газов оказывается значительно выше температуры насыщения водяных паров и может превысить температуру уходящих газов. Если температура уходящих газов оказывается ниже температуры точки росы (рис. 3.9), существенно усиливаются загрязнение и коррозия поверхностей нагрева, возникают значительные трудности в организации защиты от коррозии газоходов между воздухоподогревателями и дымовой трубой. На частицах золы и сажи конденсируются пары серной кислоты, что усиливает коррозионное и токсическое воздействие выбросов в окружающую среду. При температуре уходящих газов выше точки росы интенсивность этих процессов существенно ниже, и можно защищать металлические газоходы после воздухоподогревателей тепловой изоляцией [1.1, 3.7].

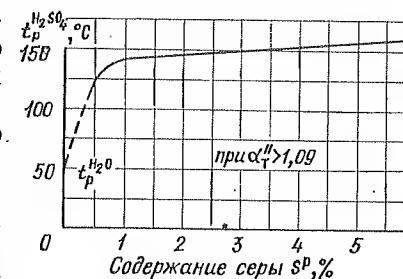


Рис. 3.9. Зависимость температуры точки росы $t_p^{\text{H}_2\text{SO}_4}$ от содержания серы в мазуте

Выбор оптимальной температуры подогрева мазута перед сжиганием

Сжигание сернистых мазутов в энергетических котлах желательно осуществлять со стехиометрическими избытками воздуха, в достижении которых большую роль играет процесс подготовки топлива перед распыливанием. Исследования и опыт эксплуатации показывают, что в ряде случаев в зависимости от марки мазута целесообразно повышение температуры подогрева мазута свыше 120°C . Для этого необходима достаточно прочная и надежная конструкция подогревателя.

На рис. 3.10 приведена схема высокотемпературного подогрева мазута на Ириклинской ГРЭС. Для этого использованы стандартные секции паро-паровых теплообменников котлов ЗиО.

По данным исследований [3.4] при выборе оптимальной температуры подогрева мазута ($T_m^{\text{опт}}$) необходим комплексный подход, обеспечивающий решение вопросов экономичности, надежности, маневренности и максимального снижения вредных выбросов в атмосферу. По условиям экономичности $T_m^{\text{опт}}$ должна обеспечивать высокую степень завершенности процесса горения. Это достигается прежде всего конструкцией топочно-горелочного устройства и высотой топки котла. Высота топки (H_T) газомазутного котла по условиям законченности процесса горения определяется по эмпирической формуле [3.4]:

$$H_T = (2\alpha_{\text{макс}}^2 + 0,85) w_T, \quad (3.2)$$

где w_T — скорость дымовых газов в топочной камере, м/с; $\alpha_{\text{макс}}$ — максимальный диаметр капель распыливания. В свою очередь $\alpha_{\text{макс}}$ зависит от вязкости мазута и с повышением его температуры резко уменьшается, снижая тем самым необходимую высоту топки. Например, для котлов ТГМП-114 и ПК-41-1 законченность процесса горения

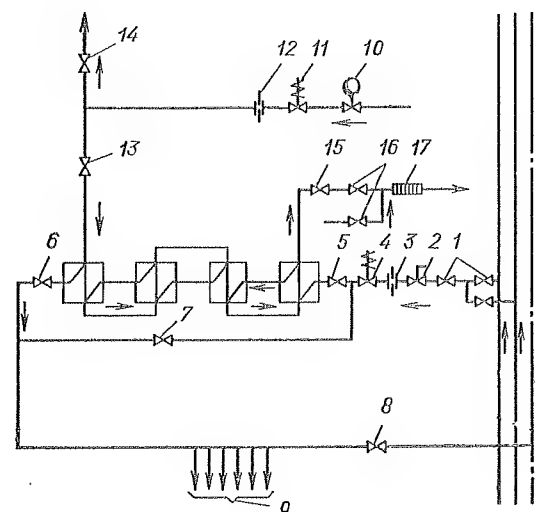


Рис. 3.10. Схема высокотемпературного подогрева мазута котла ТГМП-114:

1, 2, 4, 8 — арматура на линии подачи мазута к корпусу котла; 5—7 — арматура отключения подогревателя по мазуту; 9 — подача мазута к горелочным устройствам; 10—13, 14, 16, 17 — арматура отключения подогревателя по пару и конденсату; 3, 12 — датчики расхода мазута и пара; 15 — регулятор температуры мазута

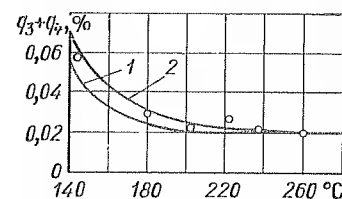


Рис. 3.11. Влияние температуры мазута t_m на потери теплоты с химическим и механическим недожогом $q_3 + q_4$ топлива ($D = 100\%$, $\alpha_T = 1,02$):
1 — котел ТГМП-114; 2 — котел ПК-41-1

ния, характеризуемая $q_3 + q_4 = 0,1 \div 0,3\%$, обеспечивается при подогреве мазута М100 перед распыливанием до $197\text{—}207^\circ\text{C}$ (рис. 3.11).

С повышением T_m перед распыливанием снижается золовой занос конвективных поверхностей нагрева из-за перехода адгезионных золовых частиц в безынерционные. Длительный опыт эксплуатации упомянутых котлов при сжигании высокоподогретого мазута при $227\text{—}240^\circ\text{C}$ подтверждает это положение. Увеличение T_m перед распыливанием приводит к некоторому возрастанию максимальных значений падающих тепловых потоков ($q_{\text{п}}^{\text{макс}}$) на экраны НРЧ, однако абсолютные их значения обычно не превышают расчетных. Возрастание $q_{\text{п}}^{\text{макс}}$ происходит только до определенных значений T_m (около 207°C), и дальнейшее увеличение T_m приводит лишь к интенсификации процесса горения. При высоком подогреве мазута перед распыливанием снижается концентрация сероводорода (H_2S) в пристенных зонах НРЧ. Максимальная концентрация H_2S при $T_m > 207^\circ\text{C}$ становится ниже коррозионно-опасных значений, что положительно сказывается на снижении скорости высокотемпературной сульфидной коррозии экранов НРЧ и повышении надежности работы котлов.

Необходимо отметить, что увеличение T_m перед распыливанием ведет к некоторому росту концентрации серного ангидрида (SO_3) в дымовых газах. Однако из-за значительного снижения золового заноса холодного слоя РВП межпромысловая кампания увеличивается, что обеспечивает сокращение числа водных отмывок. При этом низкотемпературная коррозия снижается.

Данные эксплуатации котлов ТГМП-114 и ПК-41-1 дают сложную зависимость образования оксидов азота и канцерогенных веществ от температуры подогрева мазута. Так, концентрация оксидов азота с повышением T_m до $157\text{—}167^\circ\text{C}$ увеличивается, но затем ($T_m > 180^\circ\text{C}$) начинает снижаться. Содержание канцерогенных веществ с увеличением температуры мазута монотонно снижается. При $T_m = 240^\circ\text{C}$, обеспечивающей беззолowej режим работы конвективных поверхностей и надежность работы высоко- и низкотемпературных поверхностей, концентрация оксидов азота снижается в 3—3,5 раза, а содержание канцерогенных веществ — в 2 раза. Дальнейшее повышение T_m приводит только к дополнительному снижению концентрации вредных выбросов в атмосферу, но снижается надежность работы форсуночных устройств и подогревателей мазута. Тем не менее подогрев мазута до температуры выше 240°C для котлов ПК-41-1 и ТГМП-114 в целях достижения более глубокого снижения концентрации оксидов азота и канцерогенных веществ весьма желателен. Для достижения этой цели необхо-

дны более эффективные способы подогрева топлива, например внедрение подогревателей мазута с ребристыми трубками, что обеспечит улучшение теплообмена, снижение металлоемкости, а также исключит попадание мазута в конденсат греющего пара.

Обеспечение взрывобезопасности газомазутных топочных камер

Взрывы в топочных камерах газомазутных котлов происходят, как правило, при первоначальном розжиге горелок. Наиболее часты взрывы на котлах, работающих или растапливаемых на газе. Большинство взрывов связано с ошибочными действиями обслуживающего персонала: нарушением требуемой последовательности операций, отступлением от необходимых условий вентиляции топки, горелок и газоходов, отключением блокировок и защит, неправильной оценкой показаний контрольно-измерительных приборов.

В ряде случаев причиной взрывов является недостаточная плотность запорной арматуры на газопроводах. К числу обстоятельств, являющихся непосредственной причиной взрыва или способствующих его возникновению, следует отнести также подачу газа в топку до внесения растопочного факела или запальника, вентиляцию топки перед розжигом горелок при закрытых шиберов на воздушном или газовом тракте, попадание жидких фракций (конденсата) в газ, резкое увеличение расхода газа на котел. Взрывы связаны с отсутствием надежных запальных устройств, защит и блокировок, с дефектами конструкций горелок и топливной запорной арматуры.

Взрывы при сжигании мазута на газомазутных котлах наблюдаются редко и лишь при повторном розжиге после обрыва факела или при переводе котла на мазут, т. е. в тех случаях, когда мазут подается в разогретую топку. Причиной обрыва факела при сжигании мазута большей частью является попадание воды в мазутопроводы котла. Взрывы при растопке котлов на мазуте из холодного состояния, как правило, не наблюдаются, что можно объяснить незначительной концентрацией газообразных продуктов испарения мазута в топке в начальный период растопки, не достигающей уровня нижнего предела воспламенения. Однако розжиг большей части газомазутных котлов проводится на мазуте только при отсутствии газа.

Анализ причин взрывов показывает, что основным направлением для их предупреждения является сведение к минимуму ручных операций и выполнение автоматических блокировок, препятствующих нарушению правильности и последовательности проводимых операций.

Сжигание сернистых мазутов с малыми избытками воздуха

Большое содержание серы в мазутах ($1,5\text{—}4,5\%$) и специфические свойства золы, как отмечалось, вызывают значительные трудности в эксплуатации котлов, связанные с низкотемпературной коррозией и усиленным загрязнением поверхностей нагрева, особенно в низкотемпературной зоне. Этим определяется работа большинства котлов при сжигании сернистого мазута с температурой уходящих газов не ниже $150\text{—}170^\circ\text{C}$, что при существующем уровне газоплотности определяет потери теплоты с уходящими газами не менее $6\text{—}7\%$.

Комплекс мероприятий по интенсификации процесса сжигания и обеспечению нормальной температуры перегрева пара позволил почти повсеместно уменьшить избытки воздуха в топке с $15\text{—}20$ до $4\text{—}6\%$. Однако

такое уменьшение практически не снизило интенсивность сернокислотной коррозии и температуру уходящих газов. Понижения температуры уходящих газов можно ожидать только при дальнейшем приближении избытка воздуха в топочной камере к стехиометрическому значению.

В настоящее время почти на всех газомазутных и части пылеугольных котлов сжигание сернистых мазутов производится при предельно малых избытках воздуха*. Конструкции топочных камер и принятые для них теплонпряжения обеспечивают необходимые условия для организации таких режимов. Внедрение таких режимов позволило снизить интенсивность сернокислотной коррозии, повысить надежность работы оборудования, а также уменьшить затраты на собственные нужды и проведение ремонтных работ, в том числе на замену дефицитной холодной набивки РВП и пакетов трубчатых воздухоподогревателей, срок службы которых доведен до 3—4 лет [3.2].

Однако внедрение такого режима эксплуатации котлов определяет необходимость выполнения ряда дополнительных мероприятий по обеспечению высокой плотности топочной камеры и усовершенствованию компоновки горелочных устройств. Кроме того, котел должен быть оснащен совершенными приборами контроля процесса горения, в том числе высокочувствительными и надежными дымомерами и кислородомерами. Повышаются также требования к качеству ремонта и техническому уровню эксплуатации котлов. Требуемая ПТЭ плотность топочных камер и газоходов большинства газомазутных котлов, спроектированных для работы с низкими избытками воздуха на выходе из топки ($\alpha_t = 1,01 \div 1,03$), обеспечивается использованием цельносварных мембранных панелей [1.15]. На котлах ТГМП-114, не имеющих цельносварных панелей, необходимая плотность топочных камер обеспечивается высоким качеством монтажа и ремонта.

Большинство газомазутных котлов оборудовано горелочными устройствами, позволяющими без существенных переделок сжигать сернистый мазут с малыми избытками воздуха и с высокой экономичностью. Внедрены разработанные ВТИ, ТКЗ, ХФ ЦКБ Союзенсгоремонта горелочные устройства, обеспечивающие работу в диапазоне нагрузок 40—100 % номинальной без отключения части горелок. На действующих котлах ТГМП-114 оправдалась установка встречно-ударных горелок ВТИ [3.2]. Подовая компоновка горелок уменьшает объем работы по организации сжигания сернистого мазута с малыми избытками воздуха.

Для организации процесса сжигания мазута с предельно малыми избытками воздуха необходимо точно осуществлять подачу воздуха к горелкам в соответствии с количеством подаваемого топлива. При проектировании газомазутных котлов для решения этой задачи предусматривалось индивидуальное регулирование соотношения мазут—воздух на каждую горелку. Такое решение для мощных котлов с большим количеством горелок приводило к значительному усложнению системы автоматического регулирования (САР) и увеличению количества используемой в ней аппаратуры. Поэтому принято решение регулировать соотношение мазут—воздух на группу горелок. Реализация такого способа регулирования требует идентичности гидравлических и аэродинамических характеристик воздушных трактов и горелок, входящих в группу, причем конструкция, измерительные и регулировочные устройства воздушной и газовадающей частей мазутной форсунки и горелочного

* Среднее значение коэффициента избытка воздуха в сечении конвективного газохода с температурой газа при номинальной нагрузке не более 600 °С в течение рабочей кампании и во всем диапазоне нагрузок не превышает 1,02 (0,4% O_2) [3.2].

устройства должны позволять точно выравнивать распределение топлива и воздуха по всем горелкам, которое затем сохраняется во всем диапазоне нагрузок котла. Неравномерность распределения воздуха по горелкам должна сохраняться на уровне 2—4 %, разброс по производительности форсунок должен составлять $\pm 1,5—2,0$ % [3.2].

Трубы экранов НРЧ котлов, работающих в режиме с предельно малыми избытками воздуха, оборудуются температурными вставками. Количество и размещение вставок определяются исходя из последовательности включения экранов НРЧ, конструкции горелок и форсунок, способа ввода в топку рециркулирующих дымовых газов и др.

Опыт эксплуатации показывает, что высокотемпературная коррозия НРЧ наблюдается при температуре вставок выше 510 °С.

Сгорание мазута с предельно низкими избытками воздуха происходит на границе появления и резкого нарастания химического и механического недожогов, поэтому отсутствие недожога должно постоянно контролироваться машинистом блока для своевременной корректировки режима.

Для контроля химического недожога рекомендуется разработанный ВНИИАМ прибор ХН-1.

Принцип действия прибора основан на определении суммарной теплоты окисления CO и H_2 в дымовых газах с помощью палладиевого катализатора. Механический недожог контролируется разработанными ВТИ дымомерами «Дымпульс». Работа приборов основана на фиксации появляющихся пульсаций плотности дымовых газов, предшествующих началу дымления. Содержание кислорода за пароперегревателем измеряется кислородомером МН-5130 с пределами измерений 0—1 %. При полной нагрузке содержание кислорода поддерживается в пределах 0,2—0,3 % [3.3].

Две группы приборов необходимы потому, что при сжигании, близком к стехиометрическому, точность их выше. При нарушении соотношения топливо—воздух приборы реагируют противоположно: например, при увеличении избытка воздуха показания кислородомера повышаются, а показания приборов, контролирующих содержание CO и плотность дымовых газов, уменьшаются, и наоборот. Всякое другое нарушение процесса горения (плохое распыливание, неправильная работа одной из горелок и т. д.) вызывает одновременное изменение показаний приборов обеих групп.

Следует отметить трудность автоматизации процесса горения с предельно низкими избытками воздуха. Достаточно сказать, что кислородомер МН-5130 имеет абсолютную погрешность 0,1 % O_2 , т. е. величина избытка воздуха находится на уровне погрешности. При этом важно обеспечение требуемых характеристик регулирующих органов.

Основными объектами наладки при переводе котла в режим с предельно малыми избытками воздуха являются горелочные устройства (форсунки и горелки), контрольно-измерительные устройства и приборы, средства регулирования расхода топлива и воздуха.

Форсунки устанавливаются строго по продольной оси горелок. Заглубленное положение головки форсунки в амбразуре фиксируют и определяют из условий:

свободного развития топливного конуса с сохранением зазора между образующей конуса и выходной кромкой амбразуры горелки не менее 1000 мм (угол свободного развития топливного конуса должен находиться в пределах 85—100 °);

предупреждения чрезмерного нагрева головки форсунки прямым излучением теплоты из топочной камеры.

Во время наладки выявляют особенности работы котла, определяют критические значения коэффициентов избытка воздуха в регулировочном диапазоне нагрузок и способы их обеспечения. При этом суммарные

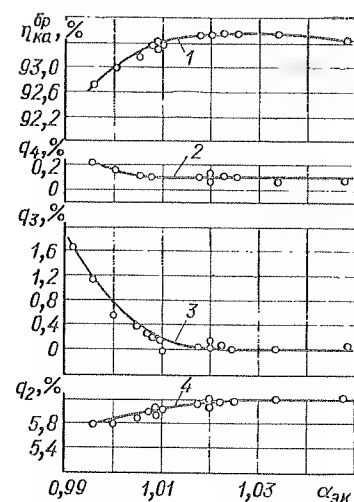


Рис. 3.12. Влияние избытка воздуха на экономичность котла ТГМП-204:

1 — КПД brutto котла; 2, 3 — потери теплоты от механической и химической неполноты горения; 4 — потеря теплоты с уходящими газами

потери с химической и механической неполнотой сгорания топлива во всем диапазоне изменения нагрузки не должны превышать 0,3 %. По результатам наладки и испытаний котла составляют режимную карту [3.17].

На рис. 3.12 для примера показано влияние избытка воздуха на экономичность топочного процесса котла ТГМП-204 в диапазоне изменения коэффициента $\alpha_{эк}$ в пределах 0,99—1,05. Из этой зависимости следует, что при $\alpha_{эк}$ менее 1,02 потери теплоты с уходящими газами q_2 несколько уменьшаются вследствие снижения температуры дымовых газов по тракту и их общего количества. Потери теплоты с химическим недожогом q_3 при $\alpha_{эк} = 1,02$ практически отсутствуют и при $\alpha_{эк} = 1,01$ находятся на уровне 0,2 %. Потери теплоты с механическим недожогом q_4 в диапазоне изменения коэффициента избытка воздуха 1,01—1,03 не изменяются и составляют 0,1 %. Полнота выгорания мазута выше регламентируемой нормами теплового расчета котлов ($q_3 + q_4 = 0,5$ %). Критический избыток воздуха в диапазоне нагрузок 100—70 % находится в интервале 1,01—1,02, при нагрузке 50 % — в пределах 1,02—1,03. Топочная камера характеризуется большой скоростью выгорания топлива.

На рис. 3.13 представлены экономические показатели работы котла ТГМП-204 в диапазоне нагрузок 50—100 % номинальной, приведенные [3.2] к среднегодовой для Донбасса температуре холодного воздуха 10 °С и температуре воздуха за калориферами 70 °С.

В процессе эксплуатации ведут контроль за работой форсунок, горелок, режимом горения и работой котла в строгом соответствии с режимной картой. В полном объеме и особо тщательно выполняют весь комплекс мероприятий по профилактике высокотемпературной коррозии топочных экранов (контроль температуры стенки и наружного состояния

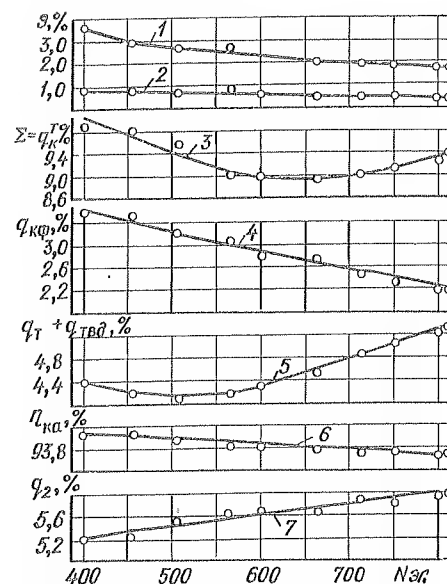


Рис. 3.13. Экономические показатели котла ТГМП-204:

1 и 2 — расход электроэнергии на собственные нужды котла и блока в процентах от вырабатываемой мощности; 3 — суммарные тепловые потери; 4 — удельный расход теплоты на калориферную установку; 5 — удельный расход теплоты на турбоприводы питательных насосов и воздухоподогрев; 6 — КПД brutto котла; 7 — потеря теплоты с уходящими газами

труб НРЧ, соблюдение норм ПТЭ по содержанию железа и меди в питательной воде, контроль образования железистых отложений в трубах НРЧ, периодические микропромывки НРЧ и др.).

При осмотре горелок проверяют их основные геометрические размеры (обуславливающие их аэродинамическое сопротивление), правильность установки форсунок, состояние, состояние металлических деталей и футеровки амбразуры, а также состояние, исправность действия и плотность закрытия всех отключающих и регулирующих шиберов. Не допускается обгорание или коробление металлических элементов горелок, выплавление или частичное обрушение кирпичной кладки амбразур горелки. Не допускается также установка форсунок разных типов и производительности. Проверка и тарировка форсунок должны производиться в соответствии с требованиями противоаварийного циркуляра № Т-2/78.

3.2. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ПЫЛЕУГОЛЬНЫХ КОТЛОВ

Тепловая энергетика в настоящее время все в большей степени ориентируется на использование низкосортных углей. Это вызвано как ухудшением качества углей, добываемых в традиционных месторождениях, так и широким вовлечением в топливный баланс месторождений углей с худшими качественными характеристиками. Последнее обстоятельство тесно связано с переходом на открытую добычу топлива мощными роторными экскаваторами и отказом от селективной выемки и обогащения угля для электроэнергетики. От качества топлива, поступающего на электростанцию, зависят условия работы топочных устройств и котельного оборудования. Поэтому для обеспечения сжигания углей ухудшенного качества электростанции выполняют ряд мероприятий: в ряде случаев реконструируют топочные камеры, модернизируют горелочные устройства и др. При этом отработаны оптимальные конструкции топочных камер и ее узлов, освоены для каждой марки угля горелочные устройства повышенной тепловой мощности, подобраны жаростойкие стали для насадок горелок. На ряде котлов установлены горелочные устройства с расширенными возможностями регулирования топочных процессов. С целью оптимизации воздушного режима отработаны различные способы подачи сушильного агента в топочную камеру. Исследовано влияние качества топлива и режимных факторов на характер выгорания углей различных марок, а также теплообмен в топочных камерах. Для всех типов котлов определены уровни температур в топке, тепловосприятия экранов и экономичность сжигания при изменении качества топлива, тснны его помола и нагрузки котла; выявлены минимальные нагрузки котлов по условиям устойчивости горения. Однако с дальнейшим ростом забалластированности и влажности и соответственно понижением теплоты сгорания углей возникают сложные проблемы при эксплуатации котельного оборудования, а также оборудования топливоподачи.

Выбор температуры газов на входе в пароперегреватели пылеугольных котлов

Надежность и экономичность эксплуатации котлов, сжигающих шлакоугольное топливо, в значительной степени определяются температурой газов на входе в ширмовые и конвективные пароперегреватели. С одной стороны, эта температура должна быть достаточно низкой, чтобы обеспечить бесшлаковочную работу котла, а с другой — чрезмерное занижение ее на входе в конвективные пучки приводит к ухудшению экономи-

Таблица 3.1. Рекомендуемые температуры газов на входе в пароперегреватель $\vartheta_{б.ш}$, °С

Неравномерность температуры по ширине ширм		
$\eta_{ш}^{макс} = 1$	$\eta_{ш}^{макс} = 1,2$	$\eta_{ш}^{макс} = 1,4$
900	850	810
1000	945	900
1100	1040	990
1200	1130	1080
1250	1180	1130

как показал опыт эксплуатации, сохраняется возможность шлакования центральных ширм, так как температурное поле на выходе из топочных камер призматической формы, применяемых в пылеугольных котлах, характеризуется значительной неравномерностью. Иногда температура газов в центральной части топки на 100—200 °С превышает среднее значение температуры газов на выходе из топочной камеры, что приводит к уменьшению теплосъема ширм, повышению коэффициентов тепловой неравномерности в следующих за ними секциях пароперегревателя и понижению их надежности.

В [3.14] предложена зависимость, исходя из которой максимальное значение температуры газов в эксплуатации может быть определено как

$$\vartheta_{макс} = \vartheta_{ср} \sqrt[4]{\eta_{ш}^{макс}} + 273 \left(\sqrt[4]{\eta_{ш}^{макс}} - 1 \right), \quad (3.3)$$

где $\vartheta_{макс}$ и $\vartheta_{ср}$ — максимальное и среднее значения температур газов на выходе из топки, а $\eta_{ш}^{макс}$ — максимальное значение коэффициента тепловой неравномерности в верхней части топочной камеры.

Из (3.3), приняв, что максимальное значение температуры газов на выходе из топки $\vartheta_{макс}$ не должно превышать значения температуры, допустимого по условиям шлакования $\vartheta_{б.ш}$, получим, что

$$\vartheta_{ср} \leq \frac{\vartheta_{б.ш} - 273 \left(\sqrt[4]{\eta_{ш}^{макс}} - 1 \right)}{\sqrt[4]{\eta_{ш}^{макс}}}. \quad (3.4)$$

Значение $\eta_{ш}^{макс}$ для верхней части топки равно 1,4, а при рециркуляции газов в верх топки может быть снижено до уровня 1,05—1,1. Таким образом, температура газов на входе в пароперегреватель зависит не только от значения $\vartheta_{б.ш}$, но и от неравномерности температурного поля на выходе из топочной камеры. В табл. 3.1 приведены определенные по зависимости (3.4) рекомендуемые значения температур газов на выходе из топок в зависимости от $\vartheta_{б.ш}$ и $\eta_{ш}^{макс}$ [3.14].

Особенности топочных устройств и оборудования котлов, работающих на слабореакционных топливах — АШ и тощих углей

Рассматриваемые блоки оснащены котлами П-50 (ЗиО) и ТПП-110, ТПП-210, ТПП-210А (ТКЗ). Котлы П-50, ТПП-210 и ТПП-210А произ-

ческих показателей котла из-за увеличения его металлоемкости и аэродинамического сопротивления [3.6].

В соответствии с данными [3.14] температура газов на входе в ширмы при сжигании шлакующих углей не должна превышать 1200 °С. Температура газов на входе в вертикальные пакеты пароперегревателей, как правило, выбирается на 50 °С ниже температуры начала деформации золы сжигаемого топлива, а на входе в горизонтальные пакеты — от 600 до 900 °С (в зависимости от марки топлива). Однако при этом,

водительностью 950 т/ч выполнены двухкорпусными, с симметричными корпусами и установлены в составе дубль-блоков 300 МВт.

Двухкорпусный котел ТПП-110 — несимметричный. Топочная камера с жидким шлакоудалением состоит из камеры горения (предтопка) и камеры охлаждения.

Расчетные тепловые напряжения топочных камер котлов ТПП-210 и ТПП-210А соответственно равны: $q_v = 167 \div 170$ кВт/м³ [(142—146) · 10³ кал/(м³ · ч)], $q_F = 4,7 \cdot 10^6$ кВт/м² [4,0 · 10⁶ ккал/(м² · ч)]. Стены топочных камер экранированы радиационными поверхностями нагрева НРЧ и ВРЧ. Экраны предтопка, пережим и подопаны. Пережим образован выступами фронтального и заднего экранов НРЧ. В предтопке каждого корпуса котла П-50, ТПП-110 и ТПП-210 установлены двенадцать вихревых горелок тепловой мощностью 35 МВт в два яруса, а в предтопке корпуса котла ТПП-210А — шесть вихревых горелок мощностью 70 МВт — по три на фронтальной и задней стенках. Над горелками котла ТПП-210А расположены сопла сушильного агента. Сопла сброса на остальных котлах расположены на боковых стенках на уровне верхнего яруса горелок. В верхней части топочных камер и в поворотном газоходе располагаются ширмовые пароперегреватели первой и второй ступеней.

В конвективной шахте размещены последовательно конвективный пароперегреватель высокого давления (выходная ступень), конвективный промежуточный пароперегреватель и водяной экономайзер. Подогрев воздуха осуществляется в четырех регенеративных вращающихся воздухоподогревателях, установленных вне здания котельной по два РВП на корпус. Расчетный подогрев воздуха 375 °С при $t_{х.н} = 30$ °С. Котел блока 300 МВт оснащен двумя дымососами ДОД-31,5 производительностью 900 000 м³/ч каждый, $H_d = 3,4$ кПа (340 мм вод. ст.) и двумя дутьевыми вентиляторами ВДН-24 × 2 производительностью 565 000 м³/ч, $H_v = 3,12$ кПа (312 мм вод. ст.). В табл. 3.2 приведены характеристики котлов и топочных устройств с жидким шлакоудалением.

Системы пылеприготовления с промежуточным бункером котлов блоков 300 МВт (рис. 3.14) состоят из трех ниток на АШ и двух ниток на тощем угле. В каждой нитке установлены шаровая барабанная мельница ШБМ-380/850 (Ш-50А), сепаратор ЦКТИ диаметром 4750 мм, циклон диаметром 3750 мм, мельничный вентилятор ВМ 160/850 производительностью 132 000 м³/ч при напоре 8,0 кПа (800 мм вод. ст.). Уловленная в циклоне пыль направляется в промежуточный пылевой бункер, из которого пылепитателями типа УЛПП-2064 с двумя течками каждый (на котлах ТПП-210, ТПП-110 и П-50 один питатель на горелку) пыль подается в воздухопроводы. Транспортируется пыль горячим воздухом от двух ВГД-2СУ производительностью по 180 000 м³/ч [1.10].

Основные трудности при сжигании низкосортного АШ и тощих углей заключаются в обеспечении устойчивости топочного режима и нормального выхода жидкого шлака. Для обеспечения быстрого и устойчивого воспламенения пыли АШ и тощих углей требуется создание высокой температуры топочных газов в зоне зажигания и рециркуляция их к корню факела. Этим предопределяется целесообразность использования для АШ и тощих углей топок с жидким шлакоудалением. При сжигании АШ и тощих углей применяется тонкий помол и предъявляются более жесткие требования к своевременному и активному пополнению убыли кислорода в горящем факеле (перемешиванием со вторичным воздухом), равномерности распределения топлива и воздуха по сечению топочной камеры, турбулизации высокотемпературной зоны факела и поддержанию достаточно высокой температуры на всем пути факела вплоть до завершения выгорания.

Опыт эксплуатации показывает, что все мероприятия по повышению экономичности и надежности сжигания АШ и тощих углей должны быть направлены в первую очередь на улучшение структуры воздушно-го баланса топочной камеры путем увеличения коэффициента избытка воздуха в горелках $\alpha_r \geq 1$ во всем диапазоне нагрузок котла, усовершен-

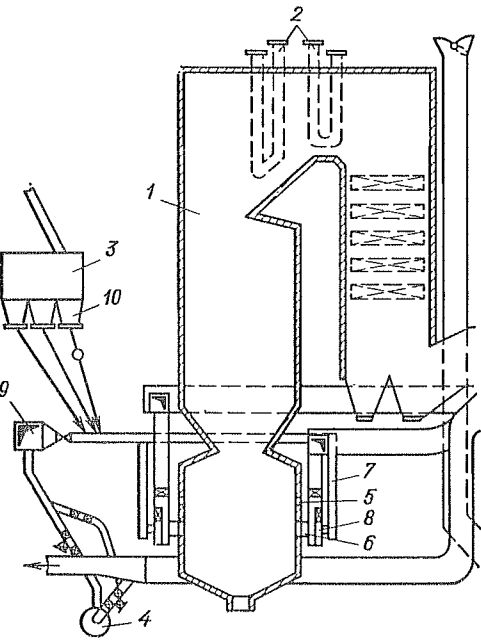
Таблица 3.2. Характеристики котлов и топочных устройств с жидким удалением

Наименование	Марка	
	ТПП-312А	ТПП-312
Паропроизводительность, т/ч	950	950
Давление свежего пара, МПа	25,5	25,5
Температура свежего пара/пара промпрегрева, °С	565/570	565/570
Температура питательной воды, °С	260	260
Топливо (уголь)	ГСШ	
Компоновка котла, число корпусов	П, 1	П, 1
Тип воздухоподогревателя, число подогревателей, шт.	РВП, 2	РВП, 2
Вид топочной камеры	Открытого типа	
Число горелок, шт.	8	16
Тепловое напряжение объема топки, кВт/м³	134,9	134,9
Тепловое напряжение сечения топки, МВт/м²	5,3	5,3
Габариты котла по осям колонн, м:		
ширина	18,6	18,6
глубина	23,6	23,6
высота	51,0	51,0

* Ширина котла дана с расстоянием между корпусами.
** Глубина дана без РВП.

ствования горелочных устройств с целью интенсификации воспламенения и первичного выгорания пылеугольного факела, а также повышения стойкости самих горелок.

Улучшение структуры воздушного баланса топочной камеры можно достигнуть вводом мельничного воздуха в основные горелки. При этом во всем диапазоне нагрузок котла коэффициент избытка воздуха в горелках будет больше 1. Однако подача забалластированного влагой холодного мельничного воздуха в горелки ухудшает условия воспламенения.



Возможны различные варианты ввода мельничного воздуха в горелки: ввод всего или части его, ввод его в качестве вторичного. Ввод всего мельничного воздуха в горелки означает доведение α_r практически до конечного α'' , что значительно снижает температуру ядра факела и резко ухудшает устойчивость горения пыли. Это подтверждается опытом Трипольской ГРЭС, где при вводе всего мельничного воздуха в горелки (в каналы вторичного воздуха) котла ТПП-210А при сжигании АШ максимальная тем-

Рис. 3.14. Схема котла ТПП-210А:
1 — топочная камера; 2 — ширмовый пароперегреватель; 3 — бункер пыли; 4 — вентилятор горячего дутья; 5 — сбросные сопла; 6 — горелки; 7 — центральный воздух; 8 — вторичный воздух; 9 — короб первичного воздуха; 10 — пылепитатель.

шлака [3.6]

котла			
ТПП-210	ТПП-110	П-50	ТПП-200-1
475×2=950	475×2=950	475×2=950	1250×2=2500
25,5	25,5	25,5	25,5
585/570	585/570	565/570	565/570
260	260	265	271
АШ и ПА			
П, 2	П, 2	Донецкий Т и АШ	Сушонка АШ и природный газ
РВП, 2	РВП, 4	П, 2	П, 2
С пережимом			
12×2=24	12×2=24	12×2=24	24×2=48
156	163	171	157
4,55	4,34	4,62	4,60
(18×2)+12=48*	(13,6×2)+7=34,2*	(18×2)+12=48*	(38×2)+12=88*
38,5	35	19+14=33	21**
48,5	45	52	45,5

пература факела снизилась на 150—200 °С и потребовалась постоянная подсветка факела мазутом. Поэтому следует ограничивать количество вводимого в горелки мельничного воздуха минимумом, необходимым для повышения $\alpha_r=1,0÷1,05$. Практически во избежание чрезмерного усложнения схемы сброса мельничного воздуха и условий его регулирования приходится останавливаться на вводе в горелки сброса только от двух (из трех) мельниц, сохраняя сброс от третьей помимо горелок. Это позволяет ограничить средний α_r значением 1,06—1,07.

На ряде котлов мельничный воздух вводится в горелки только верхнего яруса. В нижнем ярусе горелок увеличение α_r достигается соответствующим увеличением подачи в них вторичного воздуха. Тем самым исключается балластирование нижней части камеры горения влагой топлива, улучшаются условия для развития максимальных температур в зоне шлакового пода и нижнего яруса горелок, что способствует устойчивости зажигания пыли и вытекания жидкого шлака, особенно при пониженных нагрузках. При одноярусной компоновке горелок (котел ТПП-210А) ввод в них мельничного воздуха неизбежно забалластивал бы высокотемпературное ядро факела. Поэтому на этих котлах сброс мельничного воздуха производится через сбросные горелки, расположенные на расстоянии 3 м над основными, и тем самым равномерно распределяется по ширине топочной камеры.

Способ ввода сбросного мельничного воздуха в горелки неразрывно связан с конструкцией горелочного устройства. Для котлов ТПП-110, ТПП-210 и П-50 разработаны новые конструкции горелочных устройств (рис. 3.15), в которых повышение устойчивости воспламенения пылевзвеси АШ и тощих углей достигается увеличением поверхности тепло- и массообмена вытекающей из горелки струи пылевзвеси с подсосываемыми горячими газами. Это обеспечивается увеличением диаметров насадков канала аэросмеси при сохранении крутки потоков.

По данным [3.8] повышение отношения диаметра насадка внутренней трубы горелки к диаметру наружной трубы канала аэросмеси с 0,5 до 0,77 приводит к умень-

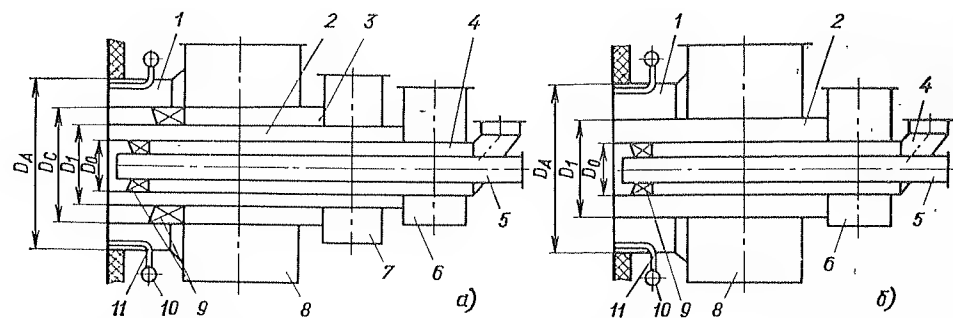


Рис. 3.15. Схема горелки верхнего (а) и нижнего (б) ярусов:
1 — канал вторичного воздуха; 2 — канал пылевоздушной смеси; 3 — канал сушильного агента; 4 — канал центрального воздуха; 5 — труба для масляной форсунки; 6 — улитка пылевоздушной смеси; 7 — короб сушильного агента; 8 — улитка вторичного воздуха; 9 — осевые лопаточные аппараты; 10 — газовый коллектор; 11 — газовые трубки

шению толщины струи пылевзвеси со 160 до 90 мм, что способствует быстрому завершению воспламенения аэросмеси и активному перемешиванию вторичного воздуха с воспламенившейся струей пылевзвеси и, следовательно, более полному выгоранию пыли на горизонтальном участке факела. Горелки с увеличенным диаметром насадок канала аэросмеси создают интенсивный обратный ток газов в приосевой зоне.

Горелки верхнего яруса конструктивно отличаются тем, что в дополнение к каналам аэросмеси и вторичного воздуха предусмотрен периферийный канал для мельничного воздуха. Этот воздух закручивается в специальной улитке, размещенной между стеной котла и улиткой вторичного воздуха.

Подача мельничного воздуха в топочную камеру по периферии горелки дает то преимущество, что при этом воспламенившаяся аэросмесь отделена потоком горячего вторичного воздуха от холодного, несущего большое количество влаги мельничного воздуха. Этим ослабляется отрицательное влияние балластирования факела на воспламенение аэросмеси. В табл. 3.3 приведен воздушный режим горелок котла ТПП-110 при номинальной нагрузке $\alpha_t'' = 1,25$ и работе двух пылесистем.

Сокращение количества сбросного мельничного воздуха и одновременно с этим обеспечение сушки топлива повышенной влажности достигаются присадкой небольшого количества высокотемпературных газов на вход в мельницы. Например, присадка в мельницу 4000 м³/ч газов (что составляет около 1% количества топочных газов одного корпуса котла с температурой 1400°C) позволяет при влажности топлива до $W^p = 11 \div 12\%$ сократить [3.8, 3.9] количество сбросного мельничного воздуха примерно на 1/3. Это особенно важно для котлов ТПП-210А с одним ярусом горелок.

Таблица 3.3. Воздушный режим горелок котла ТПП-110

Воздушный поток	Температура, °С	Доля потока в воздушном балансе горелки, %	Выходная скорость, м/с
Горелки нижнего яруса			
Первичный	253	18,6	15,2
Вторичный	340	81,4	22,4
Горелки верхнего яруса			
Первичный	253	15,8	15,2
Вторичный	340	49,3	23,8
Мельничный	140	34,9	20

Двухъярусная компоновка горелок котлов первых серий позволяет постоянно поддерживать избыток воздуха в нижних горелках на оптимальном уровне. Для этого подача вторичного воздуха на нижние горелки выделяется в самостоятельный канал (например, установкой разделительной стенки в общем воздуховоде) и регулируется специальным автоматом по заданию с автоматической коррекцией при пусках и остановках мельниц. Этим обеспечивается постоянное поддер-

жание высоких температур факела в зоне над леткой. В дополнение к оптимизации α_t нижнего яруса горелок устанавливают на каждый корпус котла дополнительную группу системы бесступенчатого регулирования (СБР) пылепитателей, что позволяет разделить группы СБР по ярусам горелок. Вследствие этого, в частности, можно нагружать нижние горелки при разгрузках блока и тем самым снижать минимум нагрузки по устойчивости горения и выходу шлака.

Большое значение для обеспечения устойчивости процесса горения и выхода жидкого шлака имеет равномерность подачи топлива питателями. Увеличение амплитуды пульсаций в подаче топлива сопровождается снижением устойчивости процесса горения. Внедрение автоматизированных систем стабилизации расхода пыли положительно сказывается на работе систем пылеприготовления, особенно при поступлении топлива ухудшенного качества.

В эксплуатации расход горячего первичного воздуха обычно поддерживается неизменным при всех нагрузках блока подрегулировкой вентилятора горячего дутья (ВГД).

Для облегчения настройки воздушного режима всегда необходимо оснащение каждой горелки средствами индивидуального контроля за расходами воздуха — это сегментные диафрагмы, секционирование распределительного коллектора, термодатчики, контроль за напором перед смесителями пыли по первичному воздуху, многосопловые расходомерные вставки, секционирование распределительных коллекторов с установкой индивидуальных пневмозондов по вторичному воздуху и др. Важно также обеспечение равномерной и синхронно регулируемой подачи пыли в горелки. Однако лопастные пылепитатели, которыми оборудованы практически все котлы блоков 300 МВт на АШ и тощих углях, в полной мере не отвечают этой задаче. Частично улучшают работу пылепитателей заменой электродвигателей ПБ-42 (1,5 кВт) на более мощные ПБ-52 (2,5 кВт), заменой поворотных пылевых шиберов выдвижными и др. В последнее время на ряде блоков 300 МВт с помощью быстродействующих индивидуальных автоматов значительно улучшена стабильность подачи пыли питателями во времени (3.9).

На котлах с двухъярусным расположением горелок возможно усовершенствование их компоновки для ослабления набегания факела на боковые экраны удалением крайних горелок от экранов и приданием им небольшого уклона к середине топочной камеры. Такое усовершенствование обычно выполняется при очередных заменах НРЧ. Менее благоприятно положение на котлах ТПП-210А. Здесь более тесное расположение горелок не позволяет удалить их от боковых стен, а большие выходные скорости в них (соответственно 27 против 22 м/с по вторичному воздуху) способствует набросу пыли на экраны и более быстрой коррозии боковых экранов по сравнению с коррозией в котлах первых серий.

Загрязнению наиболее подвержены поверхности нагрева котлов ТПП-210А, где имеет место более глубокое выгорание топлива. Углубление выжига пыли является фактором, усиливающим загрязнение поверхностей нагрева, поэтому оборудование эффективной системой очистки поверхностей нагрева этих котлов считается обязательным условием обеспечения надежной и экономичной их работы.

Экономические показатели котлов ТПП-110, ТПП-210, ТПП-210А и П-50, работающих на АШ и тощих углях, несмотря на достаточно длительный период эксплуатации, ниже проектных значений главным образом из-за поступления на электростанции топлива переменного качества. Одним из наиболее эффективных решений по повышению экономичности этих котлов является применение возврата и дожигания

горючих частиц уноса, уловленных в электрофильтрах. Использование возврата уноса на котлах с жидким шлакоудалением целесообразно, когда возможности наладки экономичного и надежного топочного режима обычными средствами исчерпаны. При сравнительно малом содержании горючих в уносе возврат позволяет в определенных пределах (до $R_{90}=10\div12\%$) угрубить помол АШ без повышения q_4 . Это является эффективным способом борьбы с загрязнением поверхностей нагрева летучей золой, так как наличие в уносе относительно крупных частиц недожога способствует появлению эффекта самоочистки [3.8, 3.9].

Особенности сжигания углей ухудшенного качества

Постоянное ухудшение качества углей диктует условия эксплуатации котельного оборудования. Особенно тяжелые условия создаются на электростанциях, сжигающих слабореакционные топлива — АШ и тощий уголь, когда теплота сгорания их снижается до 21,0—21,8 МДж/кг (5000—5200 ккал/кг). В этих случаях не может быть обеспечено устойчивое воспламенение топлива без подсветки факела мазутом или газом. Кроме того, уменьшение теплоты сгорания АШ на 4,2 МДж/кг (1000 ккал/кг) снижает КПД брутто (например, котла ТПП-210А блока 300 МВт на 5%) в основном вследствие увеличения потерь с механической неполнотой сгорания [3.26]. Основные трудности при сжигании сильно забалластированного АШ в котлах ТПП-110, ТПП-210, ТПП-210А, П-50 заключается в обеспечении устойчивого воспламенения и сгорания топлива с температурами в нижней части топочной камеры, достаточными для нормального выхода жидкого шлака.

Сжигание углей ухудшенного качества вынуждает использовать мазут для постоянной подсветки факела с целью обеспечения устойчивости горения и нормального выхода жидкого шлака, а также для обеспечения компенсации недостаточной производительности пылесистем. Однако для поддержания температуры над летками выше 1600 °С, при которой обычно достигается нормальный выход жидкого шлака, требуется подача значительного количества мазута в основные горелки. Это также часто оказывается недостаточным, и происходит постепенное затягивание отверстий леток с последующим вынужденным остановом котлов на расшлаковку. Для повышения надежности выхода жидкого шлака особенно при сжигании углей ухудшенного качества ПО «Союзтехэнерго» разработало и внедрило конструкцию надподовой мазутной горелки (рис. 3.16). Горелка имеет газификационную камеру, в которую паромеханической форсункой подается топливо и примерно 60% воздуха,

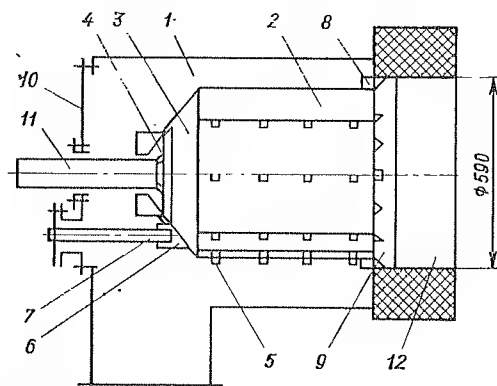


Рис. 3.16. Надподовая мазутная горелка для плавления шлака:

1 — корпус; 2 — газификационная камера; 3 — переходный конус; 4 — регистр; 5 — гребенки-фиксаторы; 6 — переходная втулка; 7 — защитная труба для запальника; 8 — дистанционные вставки; 9 — выходное кольцо; 10 — съемная крышка; 11 — труба для форсунки; 12 — амбразура

необходимого для полного сгорания этого топлива. На выходе из газификационной камеры в поток горячего газа подается остальная часть воздуха. Мазутный факел должен вписываться в объем камеры для обеспечения максимальной степени газификации мазута.

В зависимости от конструкции топочной камеры и компоновки основных горелок применяются различные варианты размещения надподовых горелок. Например, на котлах ТПП-210А блоков 300 МВт надподовые горелки размещаются (по две на корпус) на боковых стенах топки на расстоянии 800 мм над подом [3.26].

Основными мероприятиями по повышению экономичности котлов и уменьшению расхода топлива мазута на подсветку факела при сжигании слабореакционных топлив являются уплотнение топочной камеры и своевременное восстановление шипов и футеровки зажигательных поясов.

Организация оптимального топочного режима котлов, сжигающих высокореакционные угли типа донецких (ГСШ, ДСШ) * при жидком шлакоудалении

В эксплуатации находится серия однокорпусных котлов ТПП-312А и ТПП-312 (ТКЗ) с П-образной компоновкой поверхностей нагрева, сжигающих указанные угли. В котле ТПП-312А в отличие от базовой модели ТПП-312 применены более мощные горелки, установлены вертикальные ширмы (вместо горизонтальных). Призматические топочные камеры этих котлов прямоугольного сечения (без пережима) рассчитаны на теплонпряжения объема $q_v=0,135$ МВт/м³ и сечения $q_F=5,3$ МВт/м². На фронтальной и задней стенах встречно в один (котел ТПП-312А) или в два (котел ТПП-312) яруса расположено 8 (16) вихревых прямоточно-лопаточных (или улитоочно-лопаточных) горелок тепловой мощностью соответственно 100 и 50 МВт. Для удаления жидкого шлака подовая часть котлов имеет уклон 8° в сторону леток. Экраны нижней части топочных камер до отметки 12 (14) м полностью ошпированы и покрыты огнеупорной массой. Для снижения температуры на выходе из топочной камеры и интенсивности шлакования осуществлена рециркуляция дымовых газов в верхнюю часть топки. Основные технические характеристики котлов ТПП-312А и ТПП-312 см. в табл. 3.2.

Системы пылеприготовления (рис. 3.17) каждого котла индивидуальные с пылевыми бункерами и шаровыми барабанными мельницами Ш-50А производительностью 75 т/ч по ГСШ. Каждый котел имеет две пылесистемы. Транспортирующим и сушильным агентом является смесь воздуха ($t_n=410\div415$ °С) с горячими дымовыми газами ($t_{д.г}=310\div320$ °С), отбираемыми перед РВП и подаваемыми от напорного короба дымососа рециркуляции газов в пылесистему. Состав смеси регулируется таким образом, чтобы содержание кислорода по показанию кислородомера пылесистемы составляло 15,5—16,0 %. Трудности сжигания донецких углей типа ДСШ и ГСШ в котлах ТПП-312А и ТПП-312 решаются путем повышения температуры горячего воздуха, утепления нижней части топочной камеры шипованными экранами, ступенчатого распределения воздуха и др. Это позволяет получить высокие температуры в ядре горения (1650—1700 °С).

На котлах ТПП-312А и ТПП-312 в основном применены прямоточно-лопаточные горелки (рис. 3.18). Горелки с регулируемой подачей сушильного агента через дополнительный канал, расположенный между каналами пылевоздушной смеси и центральным, и двухпоточные по вторичному воздуху позволяют управлять топочным режимом — изменять температурный уровень в камере и соотношение скоростей w_2/w_1 .

Положительный опыт эксплуатации позволил распространить прямоточно-лопаточные горелки с пониженной степенью крутки ($n_r=1,33$) на все пылеугольные котлы

* Средние технические характеристики ГСШ: $Q_n^p=21$ МДж/кг; $A^p=22,3\%$; $W^p=11\%$; $V_{макс}^r=40\div42\%$.

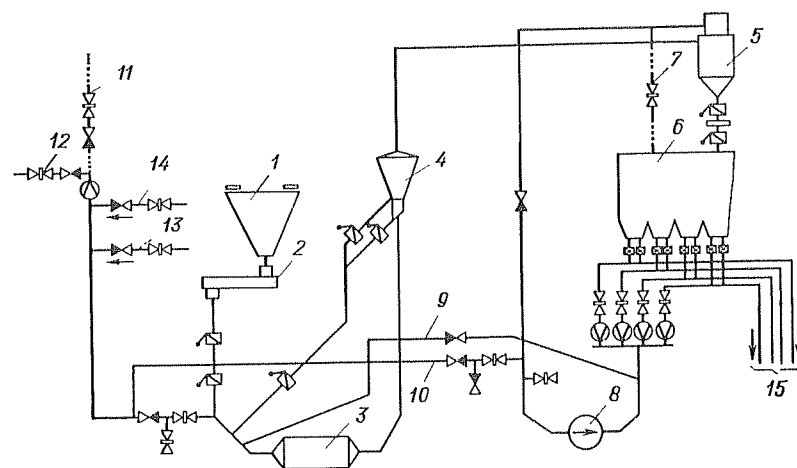


Рис. 3.17. Система пылеприготовления котла ТПП-312А:

1 — бункер сырого угля; 2 — ленточный питатель сырого угля; 3 — мельница; 4 — сепаратор; 5 — циклон; 6 — бункер пыли; 7 — влагоотсос из бункера пыли; 8 — мельничный вентилятор; 9 — линия рециркуляции; 10 — байпас пылесистемы; 11 — горячий воздух после воздухоподогревателя; 12 — присадка холодного воздуха от дутьевого вентилятора; 13 — горячие дымовые газы из газохода после водяного экономайзера от дымососа рециркуляции газов; 14 — холодные дымовые газы из газохода после осевого дымососа котла от дымососа присадки газов; 15 — пылепроводы к горелкам

ТПП-312А и ТПП-312. Основными их преимуществами перед улиточно-лопаточными горелками являются уменьшение сопротивления тракта пылевоздушной смеси на 390—500 Па и соответственно увеличение КПД котла (нетто) примерно на 0,4%, снижение металлоемкости и трудозатрат на изготовление и ремонт горелок, упрощение конструкции и технологии их изготовления, снижение концентрации окислов азота в дымовых газах.

В табл. 3.4 приведены режимные параметры котла ТПП-312А при сжигании газовых углей.

Наличие инертных газов в качестве сушильного агента в мельницах определило некоторые особенности эксплуатации котлов ТПП-312А, ТПП-312. Количество газов, проходящих через каждую пылесистему, составляет 30—35 % общего количества сушильного агента, идущего к мельнице. Транспорт пыли в топочную камеру осуществляется мельничным воздухом. Таким образом, газы, идущие через пылесистемы, являются как бы рециркуляцией в горелки котла. Из-за этого доля первичного воздуха

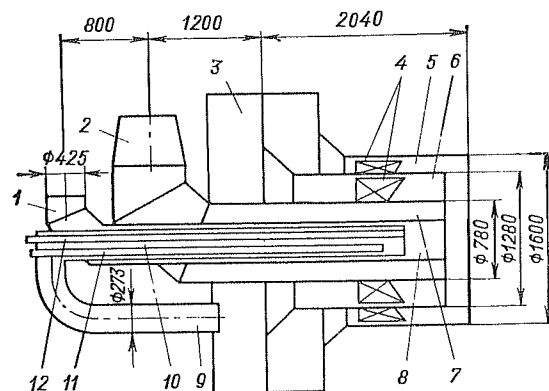


Рис. 3.18. Схема прямоточно-лопаточной горелки:

1 — труба для подачи части сушильного агента; 2 — прямоточный ввод пылевоздушной смеси; 3 — коробка вторичного воздуха; 4 — аксиальные лопаточные аппараты; 5, 6 — наружный и внутренний каналы вторичного воздуха; 7, 8 — каналы пылевоздушной смеси и части сушильного агента; 9, 10 — труба и канал для подачи воздуха к мазутной форсунке; 11 — труба для растопочного устройства; 12 — труба для мазутной форсунки

Таблица 3.4. Режимные параметры котла ТПП-312А [3.27]

Наименование	Теплота сгорания топлива Q_p^H , МДж/кг		
	19,6	18,2	14,9
Тепловое напряжение топочного объема q_v , МВт/м ³	0,152	0,138	0,120
Коэффициент избытка воздуха:			
в топке α_t	1,18	1,18	1,20
в горелках α_r	1,08	1,08	1,09
Остаток пыли на сите R_{90} , %	21,6	22,4	22,9
Скорость на выходе из горелки, м/с:			
пылевоздушной смеси w_1	23,2	25,6	25,2
вторичного воздуха w_2	36,2	36,1	34,9
части сушильного агента w_c	16,0	16,0	17,0
Количество (доля) воздуха:			
первичного (пылевоздушной смеси)	0,23	0,22	0,23
вторичного	0,67	0,68	0,65
Температура, °С:			
горячего (вторичного) воздуха	382	360	362
пылевоздушной смеси (сушильного агента)	90	82	82

снижена в данной схеме транспорта пыли на 30—40 % и составляет вместо 20 % при чисто воздушной сушке только 12—14 %. Это приводит к тому, что для сохранения воздушного баланса доля вторичного воздуха возрастает. Такое положение влечет за собой нарушение соотношения скоростей вторичного и первичного воздуха в горелках w_2/w_1 и повышение сопротивления горелок по вторичному воздуху. Кроме того, наличие инертных газов в первичном воздухе предопределило значительное различие действительных и расчетных тепловосприимчивостей отдельных поверхностей нагрева.

Опыт эксплуатации показал, что процент содержания кислорода в пылесистемах значительно влияет на интенсивность выхода жидкого шлака. Так, при снижении O_2^* (в мельничном вентиляторе) с 16 до 12 % температура в ядре горения снижается на каждый процент снижения кислорода на 15—20 °С, а в верхней части топочной камеры возрастает на столько же, о чем свидетельствуют данные, приведенные на рис. 3.19, а. Такое перераспределение температур в топочной камере говорит о затягивании процесса горения, что подтверждается также возрастанием тепловосприимчивостей поверхностей нагрева, расположенных сверху топочной камеры. Следует иметь в виду, что в этих режимах температура металла выходных змеевиков ширм достигает, а иногда и превышает предельно допустимое значение, тогда как при $O_2^* = 16\%$ эта температура не превышает 540—550 °С. При увеличении содержания кислорода за мельничными вентиляторами более 16 % выход жидкого шлака практически не меняется, а распределение температур в зоне горения изменяется незначительно (остается на уровне 1700—1720 °С). Температура сверху топочной камеры снижается и достигает 1310—1320 °С, как и при работе пылесистемы котла на чистом воздухе [3.8, 3.9].

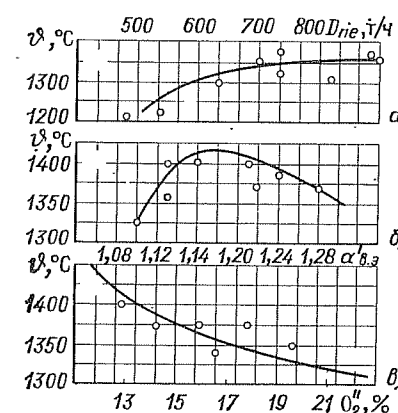


Рис. 3.19. Зависимость температуры газов в верхней части топки котла ТПП-312А (на отметке 34,3 м):

а — от нагрузки котла; б — от коэффициента избытка воздуха; в — от содержания кислорода в пылесистемах

По условиям протекания топочного процесса (устойчивости воспламенения, интенсивности горения и смесеобразования, вытекания жидкого шлака и пр.) оптимальное значение коэффициента избытка воздуха при сжигании донецких углей и подаче всего воздуха, необходимого для горения, через основные горелки может составлять 1,1 вместо 1,2, рекомендованного нормами. Вместе с тем при работе с таким сравнительно низким α'_t в условиях эксплуатации (значительные пульсации в подаче топлива, часто меняющееся качество угля, недостаточно эффективные средства очистки и пр.) температура газов в поворотной камере может увеличиться и возникнет опасность шлакования и заноса в верхней части топки и конвективного пароперегревателя высокого давления. Поэтому избыток воздуха перед водяным экономайзером в условиях эксплуатации при подаче всего воздуха в топочную камеру через основные горелки следует поддерживать на уровне 1,20—1,21. При этом содержание горючих в золе уноса не превышает 1,0%, потери теплоты с механическим недожогом находятся на уровне 0,2—0,3%, а потери теплоты с уходящими газами составляют 7,6—7,7%, температура уходящих газов 156—157 °С при температуре холодного воздуха —30 °С. Коэффициент полезного действия брутто находится на уровне 91,3%, указанное значение КПД получено в эксплуатационном режиме, когда сушка топлива в пылесистемах осуществляется смесью газов и горячего воздуха при содержании кислорода за мельничными вентилями 16%.

На рис. 3.20 приведена зависимость тепловых потерь котла ТПП-312А от коэффициента избытка воздуха. Экономически целесообразно вести режим с избытками воздуха 1,20 и выше, так как при этом q_4 и КПД «брутто» котла изменяются менее значительно, чем при $\alpha'_{t,з}$ ниже 1,20. При оптимальном избытке воздуха температура в зоне горения составляет 1700—1720 °С, а в месте ввода рециркуляции газов (отметка 34,3 м) — около 1400 °С (см. рис. 3.19, б). На рис. 3.21 представлены основные потери котла в зависимости от его нагрузки [3.8, 3.9].

В результате испытаний установлено, что котлы ТПП-312А и ТПП-312 могут устойчиво работать на пыли без подсветки мазутом в диапазоне нагрузок 60—100% номинальной. В этом интервале нагрузок оптимальные показатели экономичности полу-

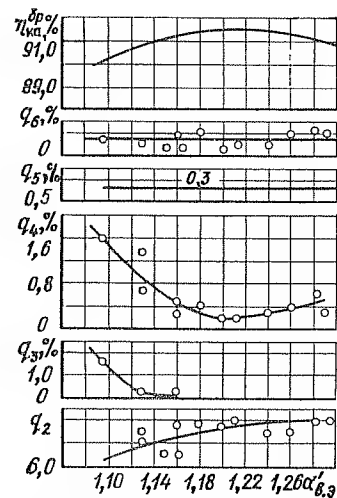


Рис. 3.20. Зависимость тепловых потерь и КПД котла ТПП-312А от коэффициента избытка воздуха ($D_{п.н}=800 \div 870$ т/ч, $t_{п.н}=264 \div 266$ °С, $t_{х.н}=30$ °С)

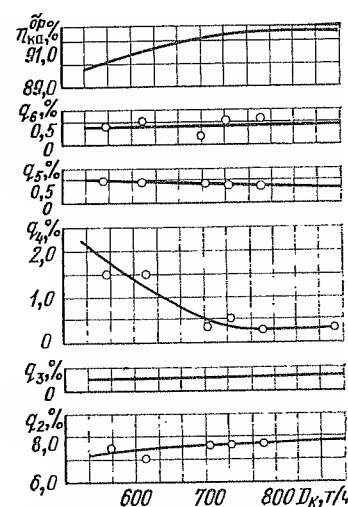


Рис. 3.21. Зависимость тепловых потерь и КПД котла ТПП-312А от нагрузки ($t_{п.н}=545/545$ °С, $\alpha'_{т.н}=1,20$, $t_{х.н}=30$ °С)

чены при $\alpha'_{т.н}=1,20$. По условиям нормального выхода жидкого шлака диапазон нагрузок составляет 100—60% номинальной.

Установлено значительное влияние на температуру газов в поворотной камере, а также на интенсивность шлакования пароперегревателя избытка воздуха (см. рис. 3.19 б). Например, для котла ТПП-312 при нагрузке, близкой к номинальной, изменение α'_t на 10 % вызывает изменение температуры газов на выходе из топочной камеры примерно на 35 °С, причем со снижением нагрузки чувствительность этой температуры к изменению избытка воздуха уменьшается.

Большое влияние на интенсивность выхода жидкого шлака оказывает скорость первичного воздуха на выходе из горелок w_1 . Оптимальная скорость — 25—27 м/с, при w_1 более 28 м/с заметно ухудшается выход жидкого шлака, а при скоростях более 33—35 м/с выход шлака практически прекращается и появляется значительная сепарация пыли на под топку. Оптимальная скорость вторичного воздуха выбирается на основании большого числа показателей работы топочной камеры котла, в отличие от скорости первичного воздуха.

Установлено [3.8], что при калорийности топлива более 20 950 кДж/кг скорость вторичного воздуха не оказывает значительного влияния на режим работы топочной камеры. Однако при калорийности топлива менее 20 950 кДж/кг работа с расчетной (35 м/с) скоростью вторичного воздуха в большинстве случаев приводит к ухудшению работы топочной камеры. В этих режимах необходимо прикрывать шиберы на периферийных каналах горелки для увеличения скорости вторичного воздуха на выходе из нее до 40—45 м/с. Это влияние, по-видимому, можно объяснить тем, что поступающее в горелки низкокалорийное топливо, имеющее повышенное содержание балласта (зола и водяные пары), необходимо лучше прогреть для его воспламенения, что достигается увеличением степени прикорневой рециркуляции топочных газов.

Выявлено существенное влияние на температуру газов по ширине газохода поворотной камеры количества работающих горелок и степени рециркуляции газов. В частности, при изменении степени рециркуляции от 0 до 20 % температура газов в поворотной камере снижается на 30 °С. Такое же влияние на температуру оказывает увеличение на 10 % коэффициента избытка воздуха. Однако регулирование температуры газов изменением избытка воздуха сопровождается, как указывалось, ухудшением экономичности котла. Влияние изменения степени рециркуляции дымовых газов на топочный режим и экономичность котла менее значительно, так как большая часть газов подается в верхнюю часть топочной камеры и лишь незначительная их часть — в зону горения (в основном отмечается влияние на потери теплоты с уходящими газами, а изменение других тепловых потерь мало).

Увеличение степени рециркуляции газов на 10 % повышает потери теплоты с уходящими газами примерно на 0,25 %, при этом незначительно снижается КПД нетто котла (вследствие затрат электроэнергии на привод дымососов рециркуляции). Увеличивается также скорость газов в конвективной шахте и повышается интенсивность износа труб соответствующих поверхностей нагрева, что несколько ограничивает применение рециркуляции газов на котлах, сжигающих высокозольные топлива. Для предотвращения шлакования температура газов перед ширмами не должна превышать 1200 °С и в зависимости от условий работы топки должна поддерживаться путем рециркуляции дымовых газов.

Высокое содержание тугоплавких компонентов ($SiO_2 + Al_2O_3 = 78,1 \div 81,35$ %) определяет высокую температуру плавления золы, что может нарушить нормальное вытекание шлака. Это вызывает необходимость поддержания в ядре факела температуры 1650—1700 °С, при которой обеспечивается перевод минеральной части топлива в расплав. При сепарации топлива на под топку происходит восстановление окислов железа, что приводит к обеднению ими силикатного расплава шлака. В результате этого может происходить сильное повышение вязкости расплава, вызывающее затягивание летки и ряд эксплуатационных осложнений, связанных с выделением на поде топки расплавленного железа.

Сжигание газа и мазута в сбросных горелках

Схемы транспортирования пыли к горелкам горячим воздухом, осуществленные на котлах блоков СКД, сжигающих донецкие АШ и тощий уголь, предусматривают сброс запыленного воздуха в топочную камеру через специальные сбросные горелки, расположенные обычно выше основных горелок. Тонкая пыль с большим количеством сравнительно холодного мельничного воздуха (90—100 °С) и водяными парами поступает в топочную камеру и сгорает в общем факеле.

В связи со снижением качества угля и температурного уровня в топке условия для сгорания сбросной пыли заметно ухудшились. Поэтому значительную долю потерь теплоты с механической неполнотой сгорания составляют потери от неполного сгорания сбросной пыли. Для интенсификации процесса сгорания этой пыли ВТИ и ПО «Союзтехэнерго» предложили подавать в сбросные горелки газ или мазут. В первом случае конструкция сбросных горелок не изменяется, только рассекатель превращается одновременно в раздаточный коллектор газа (рис. 3.22). Газ подается через отверстия в коллекторе в запыленный воздушный поток. Образующаяся смесь сгорает в топочном объеме, при этом повышается эффективность сгорания пыли АШ, что увеличивает КПД brutto, например, котла ТПП-210А на 1 % [3.26].

Необходимо отметить, что подаваемый в сбросные горелки газ не влияет на устойчивость воспламенения факела основных горелок и процесс выхода жидкого шлака. Поэтому расход мазута или газа на подсветку и на надподовые горелки может оставаться без изменения. При эксплуатации этой схемы необходимо соблюдение повышенных требований по обеспечению взрывобезопасности. Так, неожиданное отключение системы пылеприготовления может привести к попаданию в нее природного газа. Взрывоопасная ситуация может также возникнуть при зашлаковке сбросных шлиц. Поэтому система должна быть оснащена быстродействующими отсечными клапанами на подводе газа к сбросным горелкам и защитами, отключающими газ при останове мельничного вентилятора.

Повышению эффективности сжигания АШ и тощего угля способствует подача через сбросные горелки мазута непосредственно в топочную камеру без предварительного смещения со сбросным воздухом (рис. 3.23). Для обеспечения лучшего воспламенения мазута внутри сбросной горелки на расстоянии 400—500 мм от амбразуры устанавливается лопаточный стабилизатор, обеспечивающий закрутку воздуха, поступающего к мазутной форсунке.

Производительность мазутной форсунки выбирается из условий полного использования лишнего воздуха, поступающего через сбросные горелки. Коэффициент избытка воздуха на выходе из сбросных горелок должен составлять не менее 1,05—1,10. Испытания показали, что при подаче в сбросные горелки 10—15 % мазута потери с механической неполнотой сгорания могут быть снижены на 1—1,5 %.

Повышение экономичности достигается путем интенсификации горения сбросной пыли и улучшения выгорания пыли АШ в основных горелках благодаря повышению

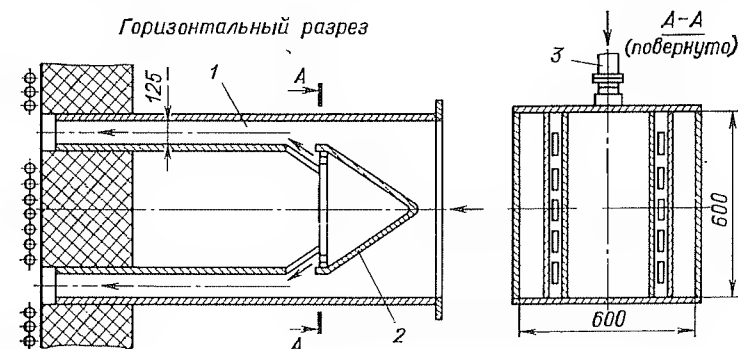


Рис. 3.22. Реконструированная с подводом природного газа:

1 — канал горелки; 2 — раздаточный коллектор природного газа; 3 — газопровод

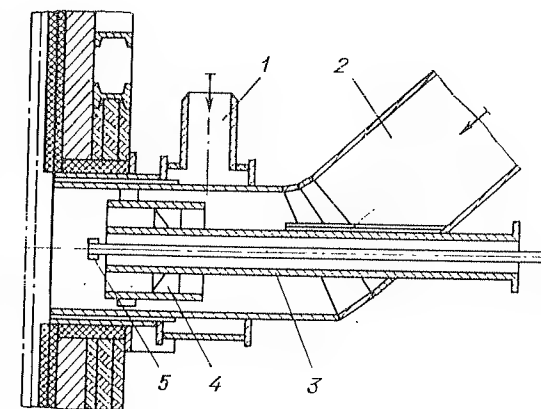


Рис. 3.23. Сбросная горелка со встроенной мазутной форсункой:

1 — подвод охлаждающего воздуха; 2 — подвод сбросного воздуха; 3 — центральная форсуночная труба; 4 — аксиальный лопаточный завихряющий аппарат; 5 — мазутная форсунка

коэффициента избытка организованно подаваемого воздуха. При эксплуатации этой схемы следует строго контролировать мазутные форсунки, не допуская работы с коэффициентом избытка воздуха на выходе из сбросных горелок ниже 1,00, во избежание заброса сажи в газоходы котла. Кроме того, при останове систем пылеприготовления мазутные форсунки должны немедленно отключаться [3.26].

Высокотемпературная коррозия экранов НРЧ при сжигании сернистых твердых топлив

В настоящее время признано, что основной причиной коррозии экранных труб при сжигании твердого сернистого топлива является образование сероводорода H_2S в зоне горения топлива. Содержание H_2S может меняться в зависимости от конструктивных и режимных факторов. В результате взаимодействия H_2S с металлом экранных поверхностей нагрева образуются сульфиды железа. Пленка $FeS - FeO - Fe_2O_3 - Fe_3O_4$ является пористой и не способна препятствовать дальнейшему разрушению металла. Наибольшие коррозионные повреждения наблюдаются в котлах ТПП-110 и ТПП-210.

Максимальная скорость коррозии труб в котлах ТПП-110, ТПП-210А на уровне нижних горелок составляет 1,8—2,0 мм/год, а на уровне верхних горелок — примерно 1,0 мм/год. В котлах ТПП-110 и ТПП-210 следы коррозии наблюдались после 12—16 тыс. ч эксплуатации, а в котлах ТПП-210А — после 8000 ч. По периметру топки коррозия экранов происходит с большой неравномерностью; на задних экранах котлов ТПП-210 она незначительна, а над горелками скорость коррозии достигает 1,1—1,4 мм/год. Разрывы экранных труб из-за коррозионных разрушений наблюдались на этих котлах после 25 000—30 000 ч после работы [3.11].

Одним из радикальных способов снижения интенсивности коррозии экранных труб является повышение избытка воздуха в горелках. Однако этот способ не может быть реализован в достаточной мере при сжигании слабореакционных топлив, поскольку находится в противоречии с условиями обеспечения устойчивого выхода жидкого шлака, а также устойчивого воспламенения топлива. Этим можно объяснить неудачные попытки использовать сбросной воздух в качестве вторичного воздуха при подаче его в горелки. К недостаткам ввода сушильного агента в топочную камеру через горелочные устройства относится участие водяных паров сушильного сбросного агента в генерации сероводорода в факеле. Нецелесообразность такой схемы ввода сушильного агента при сжига-

нии АШ подтверждена опытом эксплуатации Новочеркасской ГРЭС. Если при сжигании слабореакционного топлива упорядочение воздушного режима затруднено условиями воспламенения топлива, то при сжигании ГСШ устраняется простым способом. Первые мероприятия, направленные на снижение коррозии в котлах ТПП-312 и ТПП-312А и связанные с увеличением коэффициента избытка воздуха в горелках снизили коррозию, но все же не исключили коррозию экранных труб. Одной из причин коррозии было нарушение скоростного режима работы горелок, связанное с превышением влажности топлива над расчетной. Как известно, повышение влажности топлива приводит к увеличению доли сушильного агента, т. е. первичного воздуха, и соответственно уменьшению расхода вторичного воздуха через горелки. При влажности ГСШ более 15% расход первичного воздуха достигает 35—40%, а скорость его в горелках—40 м/с. Повышение скорости первичного воздуха и соответственно уменьшение соотношения w_2/w_1 приводят к ухудшению смесеобразования пылевоздушных масс, затягиванию горения, сепарации пыли, шлакованию.

В целях устранения указанных недостатков разработана схема сброса части сушильного агента из напорного короба мельничного вентилятора в топку котла через специальные трубопроводы, подключенные к горелкам. На некоторых котлах ТПП-312А сброс части сушильного агента осуществлен через дополнительный периферийный канал основных горелок. На котлах ТПП-312 часть сушильного агента подается в топку через центральный канал четырех средних горелок верхнего яруса. По рекомендации НПО ЦКТИ скорость пылевоздушной смеси должна составлять 28—30 м/с, вторичного воздуха — 40—42 м/с, сушильного агента — 40 м/с; избыток воздуха [3.11, 3.27] в горелке — 1,05.

Большое влияние на состав продуктов сгорания оказывает стабильность подачи пыли к горелкам. При нестабильной работе питателей пыли, а также резком изменении давления в бункере пыли может происходить увеличение расхода пыли через горелку в 2—2,5 раза. Наиболее частые и сильные нарушения наблюдаются в работе питателей пыли, подключенных в углах пылевого бункера, что может быть обусловлено охлаждением, увлажнением и периодическим слеживанием пыли в углах бункеров. Стабилизация работы системы бункер пыли — питатель — горелка является одним из факторов снижения пульсаций факела и уменьшения повреждений от высокотемпературной коррозии.

Надежность экранных труб котлов с жидким шлакоудалением во многом также зависит от состояния шипов, жаростойкости и теплопроводности шипового утепления. Эксплуатационный опыт свидетельствует о том, что при удовлетворительном состоянии шипов и огнеупорной массы, регулярном и своевременном их восстановлении коррозионные разрушения либо не происходят, либо происходят значительно реже. По мере разрушения огнеупорной торкрет-массы происходит изменение температурного режима экранных труб. Так, по данным [3.8] в зоне максимальной коррозии котла ТПП-210А при хорошем состоянии шипового утепления температура поверхности лобовой стороны трубы достигает 430—530 °С. Через 2500 ч эксплуатации нового утепления экрана температура отдельных труб возрастает на 30—50 °С, при этом температура тыльной стенки трубы остается на уровне 390—410 °С.

Исследования и опыт эксплуатации блоков позволяют заключить, что высокотемпературная коррозия экранных труб наблюдается в топках котлов с жидким шлакоудалением [3.11] при температуре внутрикотловой среды более 310 °С.

Особенности эксплуатации топочных устройств котлов, работающих на сильношлакующем подмосковном буром угле

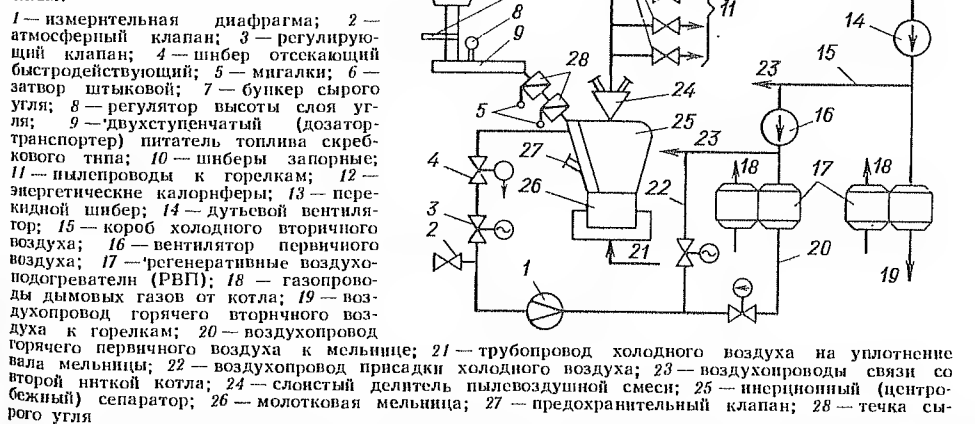
Котлы П-59 однокорпусные, имеют Т-образную компоновку поверхностей нагрева, производительность 990 т/ч, рассчитаны на параметры СКД — 25,5 МПа (255 кгс/см²), 545/545 °С и температуру питательной воды 268 °С.

Топочные камеры сечением 21,8×9,56 м, высотой 56 м оборудованы 32 пылеугольными горелками МЭИ с плоскопараллельными струями, установленными на боковых стенах в два яруса по высоте, со встречносмещенным расположением в горизонтальной плоскости. Расстояние между осями горелок верхнего и нижнего ярусов 2,7 м, между осями горелок в ярусе 2,1 м. Расчетные теплонапряжения топочных камер составляют: сечения топки $q_F=3,7$ МВт/м², топочного объема $q_V=74$ кВт/м³. Средняя скорость на выходе из горелок 29 м/с, расчетная температура дымовых газов перед ширмами 990 °С, в поворотной камере 870 °С. Системы пылеприготовления — с прямым вдуванием и сушкой топлива горячим воздухом — аналогичны схеме пылеприготовления при сжигании экибастузского угля на блоках 300 МВт (рис. 3.24). На котле установлены восемь мельниц ММТ-2000/2950/730 с инерционными сепараторами — по четыре на каждой боковой стороне топки, от каждой мельницы пыль с тонной помола $R_{90}=45\div55\%$ ($R_{1000}=1,5\div2,0\%$) подается на четыре горелки.

Котел П-59 имеет двухступенчатый трубчатый воздухоподогреватель. Вторичный воздух (около 50% организованно подаваемого в топочную камеру) отбирается после первой ступени с температурой 285 °С. Температура первичного воздуха, проходящего обе ступени воздухоподогревателя, около 440 °С. Управление подачей воздуха в котел осуществляется не только направляющими аппаратами вентиляторов и регулирующих шиберов горячего воздуха на мельницу, но и с помощью общих (по одному на полутопку) дроссельных шиберов вторичного воздуха.

С момента ввода в эксплуатацию котлов П-59 трудно решаемой проблемой является обеспечение максимальных нагрузок из-за интенсивного шлакования топочных экранов (НРЧ, СРЧ), полурадационных и конвективных поверхностей нагрева (ширм, потолка, экранов газового перевала и КПП высокого давления). На стадии проектирования этот вопрос из-за недостаточности данных по поведению минеральной части

Рис. 3.24. Схема пылеприготовления с прямым вдуванием, инерционным (центробежным) сепаратором и сушкой топлива горячим воздухом для работы под давлением:



топлива в топках большой мощности не мог быть решен полностью. Кроме того, в эксплуатации имеют место значительные отклонения качественных характеристик топлива от расчетных, поэтому проблема шлакования из-за ухудшения качества топлива усугублялась из года в год. Так, теплотворная способность изменялась от 11,7 до 6,9 МДж/кг при расчетном значении 10,6 МДж/кг. При этом содержание окислов железа в минеральной части топлива изменялось от 7 до 26% при расчетном значении 7,2%.

Для экранных поверхностей нагрева (НРЧ, СРЧ) котлов П-59 с сухим шлакоудалением характерны в основном связанно-шлаковые отложения, которые образуются в зоне температур от 1150 до 1550°С по всему периметру топочной камеры котла от отметки 11,2 до отметки 28,5 м. Толщина локальных отложений может достигать 150—750 мм. Отмечаются случаи сцепления падающего шлака с трубами скатов холодной воронки, которые приводят к перекрытию шлаковых комодов котла и в отдельных случаях к вынужденным остановам для расшлаковки [3.28].

В результате шлакования происходит снижение надежности из-за увеличения разверки тепловосприимчивости экранных труб, которая может привести к нарушениям гидродинамики. Ухудшается эффективность работы экранов, так как снижается их суммарное тепловосприимчивое. Исключить шлакование поверхностей нагрева котлов П-59, особенно работающих на низкосортных углях, режимными и конструктивными мероприятиями, как правило, не удается. Поэтому для поддержания в чистоте поверхностей нагрева котлов П-59 применяются те или иные обдувочные устройства. Хорошо зарекомендовали себя дальнобойные аппараты водяной очистки конструкции Эстонглавэнерго М-3А (рис. 3.25), завода «Котлоочистка» АВОД-1БЛ и АВО и др.

Исследованиями установлена температура возможного начала шлакования, которая составляет при окислительной среде 1150—1320°С, при восстановительной среде она на 100°С ниже [3.10, 3.28]. Максимальные температуры в топочной камере в зоне горения составляют 1450—1550°С (рис. 3.26). Падающие тепловые потоки в НРЧ составляют 290—545 МВт/м² в диапазоне нагрузок котла 50—90% номинальной и при избытках воздуха перед зоной максимальной теплоемкости $\alpha_{змт} = 1,35 \div 1,15$. Потери со шлаком и уносом составляют 0,4—0,75%, с химическим недожогом — 0—0,03%.

Основной причиной интенсивного шлакования топочной камеры является концентрированное тепловыделение в районе горелок (рис. 3.26). В результате температура у стен топки в районе ядра факела в лучшем случае (при работе всех мельниц с одинаковой загрузкой) составляет около 1400°С, т. е. на 100—250°С превышает температуру возможного шлакования, определенную по кривым кажущейся вязкости золы топлива. При работе трех пылесистем наблюдается смещение факела в сторону горелок неработающей мельницы (рис. 3.28). Температура у стен увеличивается на 50—70°С, становится более заметным удар факела о противоположную стенку. Все это приводит к интенсификации образования шлаковых отложений [3.28]. Исследования показывают [3.20], что максимальные температуры в ядре горения близки к адиабатической температуре при $\alpha \leq 1$ из-за относительно небольшой теплоотдачи зашлакованной поверхностью, а также из-за наличия в топочной камере зон с явной нехваткой воздуха. Причинами последнего обычно являются значительные присосы воздуха в топку и существенная неравномерность распределения топлива и воздуха между горелками. Количественная оценка последнего затруднена, однако известно, что в пределах четырех горелок одной мельницы через одну-две горелки идет, по крайней мере, половинный расход топлива по сравнению с другими горелками. Кроме того, известно, что различий

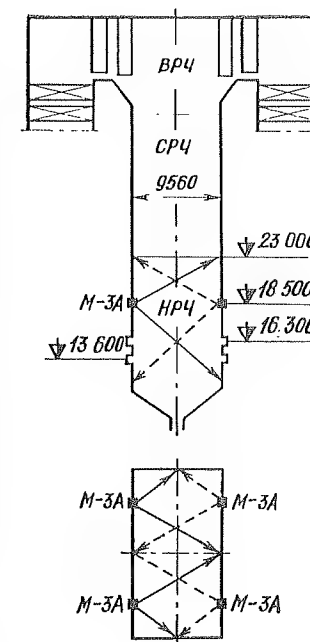


Рис. 3.25. Схема размещения водяных обдувочных аппаратов М-3А на котле П-59 ЗнО

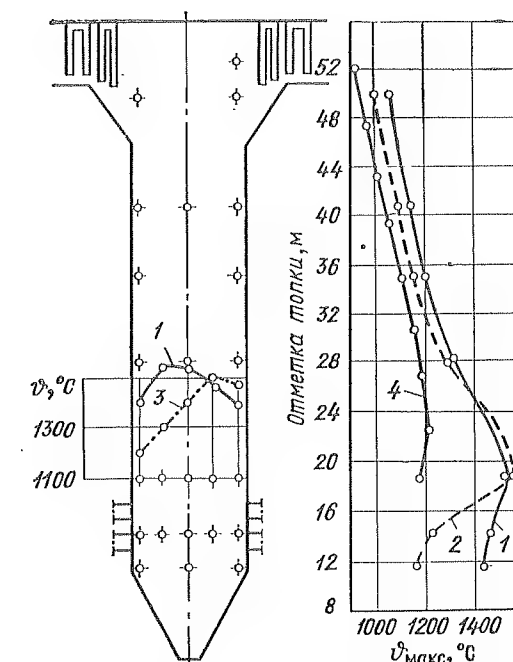
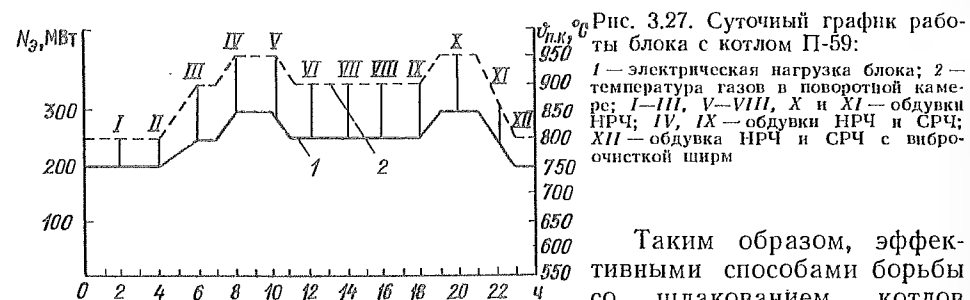


Рис. 3.26. Изменение температуры газов по высоте и ширине топочной камеры котла П-59:

1 — в работе четыре мельницы на полутопку, $D=0,7 D_n$, $\alpha_T=1,35$; 2 — в работе две мельницы, $D=0,6 D_n$, $\alpha_T=1,48$; 3 — в работе три мельницы, $D=0,7 D_n$, $\alpha_T=1,31$; 4 — расчетное по [3.28] $D=0,7 D_n$, $\alpha_T=1,38$

в подаче дозаторов составляет не менее 20—30% из-за непостоянства высоты слоя топлива (наличия плавающих ножей). Неравномерность распределения воздуха также накладывает свой отпечаток. В частности, существенна роль подачи части вторичного воздуха на горелки неработающих мельниц и воздушные сопла. Если сопоставить результаты экспериментов на рис. 3.26 с расчетными данными, то можно выявить, что измеренная температура факела в конце зоны активного горения превышает расчетную примерно на 300°С.

При сжигании сильношлакующих подмосковных углей установлено, что при температурах газов 850—1090°С на различных поверхностях нагрева могут образовываться шлаковые отложения [3.28]. Так, при работе котлов П-59 с температурами газов в поворотной камере выше 950°С на ширмах и потолке могут образовываться отложения, которые, достигая определенной высоты, сваливаются и перекрывают проходные сечения КПП высокого давления. Это иногда приводит к накоплению летучей золы в поворотной камере и на трубах КПП. Только применение комплекса средств очистки (водяная обдувка экранов НРЧ, паровая обдувка экранов СРЧ, виброочистка ширм, пушечная или импульсная обдувка КПП высокого давления, экранов газового перевала и потолочного пароперегревателя) и выдерживание режимных указаний позволяют выполнять диспетчерский график с подъемом нагрузки блоков в утренний и вечерний максимумы до 300 МВт в течение 2—3 ч (рис. 3.27). При очистках минимум нагрузки выбирается по условиям устойчивости горения в топочной камере, выдерживания допустимых параметров (расход и температура среды) и исключения возможности погасания факела в случае падения глыб шлака во время обдувки.



Таким образом, эффективными способами борьбы со шлакованием котлов П-59 являются:

- устранение повышенных присосов в топочную камеру;
- обеспечение равномерного распределения пылевоздушной смеси между горелками одной мельницы;
- выполнение мероприятий по повышению надежности работы мельниц;
- устранение имеющихся различий в производительности параллельно работающих питателей топлива;
- поддержание в постоянной эксплуатации оптимальных и одинаковых на все мельницы расходов первичного воздуха, обеспечение равномерно-го распределения вторичного воздуха;
- работа топочной камеры на угрубленной пыли с целью увеличения высоты зоны активного выгорания топлива.

Особенности топочных устройств и оборудования котлов, сжигающих экибастузские каменные угли

Эти угли сжигаются в котлах ПК-39 и ПК-57 (ЗиО). Характерным для них является применение камерных топок с твердым шлакоудалением и Т-образной компоновкой, оборудованных вихревыми встречно расположенными горелками [3.12] с регулируемой круткой аэросмеси и вторичного воздуха (табл. 3.5).

Наиболее распространены двухкорпусные котлы ПК-39 блоков 300 МВт; первые четыре из них оборудованы пылесистемами с шаровыми барабанными мельницами Ш-50 с подачей пыли горячим воздухом, а последующие — четырьмя молотковыми мельницами ММТ 2000/2600/1590 с прямым вдуванием пыли*.

На рис. 3.28 показана схема топочной камеры и горелочного устройства котла ПК-39-2. Особенностью этой горелки является закручивание аэросмеси аксиальным завихрителем при интенсивной крутке вторичного воздуха. Это обеспечивает эффективное зажигание и выгорание экибастузских углей.

Котлы П-57 блоков 500 МВт в отличие от котлов ПК-39 выполнены в однокорпусном варианте. Топочная камера котла П-57 — прямоугольного сечения (объем 9660 м³) с сухим шлакоудалением. На боковых стенках топки установлены 24 вихревые горелки, расположенные в два яруса. Котел оборудован восемью индивидуальными системами пылеприготовления с мельницами ММТ 2600/2550/590 производительностью 40 т/ч по схеме прямого вдувания (см. рис. 3.24). Подогрев воздуха осуществляется в четырех РВП. Для удаления дымовых газов из котла и подачи необходимого количества воздуха в топку установлены два дымососа ДОД-43 и два дутьевых вентилятора ВДОД-31,5.

На блоке 500 МВт Рефтинской ГРЭС каждая система пылеприготовления имеет свой вентилятор горячего дутья ВГД-15,5У; вентиляторы установлены после РВП.

* Экибастузский каменный уголь успешно размалывается в шаровых барабанных, молотковых и среднеходных мельницах.

Таблица 3.5. Основные характеристики котлов П-57 и ПК-39 ЗиО [1.1]

Наименование	Марка котла		
	Пп-1650-255 (П-57)	Пп-950/255 (ПК-39-1)	Пп-950/255 (ПК-39-2)
Паропроизводительность, т/ч	1650	475×2=950	475×2=950
Давление свежего пара, МПа (кгс/см²)	25,5 (255)	25,5 (255)	25,5 (255)
Температура перегретого пара: свежего/промперегрева, °С	545/545	565/570	565/570
Тепловая мощность топки, МДж/ч	4,6·10 ⁶	1,38·10 ⁶	1,38·10 ⁶
Тепловое напряжение: сечения, МДж/(м²·ч)	22,3·10 ³	16,3·10 ³	16,3·10 ³
зоны активного горения, МДж/(м²·ч)	6,05·10 ³	4,32·10 ³	4,32·10 ³
объема топочной камеры, МДж/(м³·ч)	480	620	620
Объем топки, м³	9660	2260	2260
Сечение топки, м	9,8×21,8	7,76×10,76	7,76×10,76
Тип и расположение горелок	Вихревые, встречное расположение		
Количество горелок, шт.	24	12	12
Количество ярусов	2	2	2
Мощность горелок, Гкал/ч	46,0	27,4	27,4
Выходная скорость первичного воздуха, м/с	17,9	12,8	14,0
Выходная скорость вторичного воздуха, м/с	31,8	16,2	25,0
Температура горячего воздуха, °С	320	280	290
Температура аэросмеси перед горелками, °С	130	180	150
Оптимальный избыток воздуха	1,15	1,22	1,20
Оптимальная тонкость помола R ₉₀ , %	17,0	15,0	15,0
Потери теплоты с механическим недожогом, %:			
по опытным данным	1,0	1,2	1,2
в эксплуатации	1,2	1,6	1,4

На блоках 500 МВт Троицкой ГРЭС подача первичного воздуха на все пылесистемы производится двумя вентиляторами воздуха ВДН-20 через отдельно выделенный РВП для подогрева первичного воздуха.

Следующим этапом совершенствования конструкции явилась модернизация оборудования при изготовлении котлов П-57-3М. Экибастузской ГРЭС-1 для повышения на-

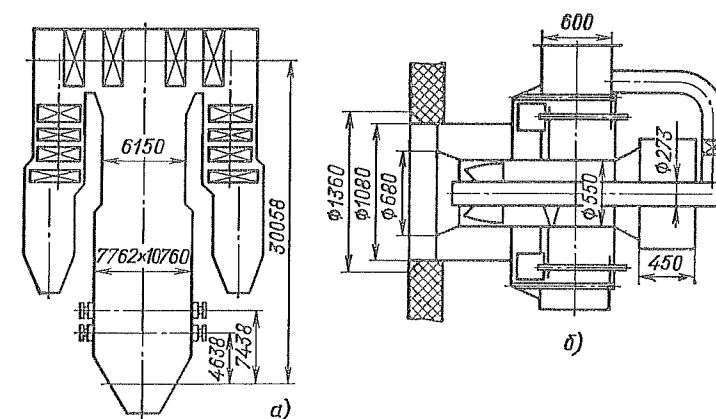


Рис. 3.28. Схемы топочной камеры (а) и горелочного устройства (б) котла ПК-39-2 4*

дежности, технологичности и экономии металла. При модернизации принято во внимание увеличение зольности угля до 43 % на сухую массу. Для повышения надежности экранов СРЧ и фестона, температура металла которых была предельной, увеличена поверхность НРЧ и уменьшена поверхность СРЧ путем переноса их стыка на 7 м вверх. Выполнены мероприятия по уменьшению золосодержащего износа — установлены специальная золозащита водяного экономайзера и золозащитные вставки на входе в трубчатый воздухоподогреватель. Для ограничения образования оксидов азота выполнена установка двухпоточных по вторичному воздуху горелок. Претерпела изменения и компоновка котельного оборудования. Для уменьшения выбросов золы установлено двухступенчатое золоулавливание — мокрые скрубберы и электрофилтры.

Для возможности сжигания высокосольного экибастузского угля (с зольностью до 55 % на сухую массу) разработан проект реконструкции серийного котла П-57. Нанесены изменения внесены в конструкцию верхней части топки.

Для предотвращения шлакования потолка и заноса горизонтального газохода в верхней части топки установлено 16 L-образных двухсветных экранов, ликвидирован фестон и экранирован под горизонтального газохода. Ширмы расположены ближе к оси топки и установлены над наклонной частью перевала. Расчетная температура газов на выходе из топки составляет для гарантийного топлива * 1210 °С. Снижение температуры газов на выходе из топки (около 100 °С) получено путем установки двухсветных экранов, увеличивших лучевоспринимающую поверхность топки на 44 %. Установка их снижает также температурную разверку газов за топкой.

Горелочные устройства котла П-57Р и топочные экраны не претерпели принципиальных изменений. Вместо молотковых мельниц установлено шесть лицензионных среднескоростных мельниц МРS-2650, работающих по схеме прямого вдувания под давлением. Котлами П-57р комплектуются Экибастузские ГРЭС, начиная с ГРЭС-II.

При сжигании экибастузского угля в этих котлах при умеренном выходе летучих ($V_L^r = 24\%$) обеспечиваются наиболее высокая в эксплуатации пылеугольных котлов экономичность (КПД брутто — 92%), небольшие затраты энергии на собственные нужды, широкий диапазон изменения нагрузок (100—60% номинальной без подсветки мазутом), простота обслуживания. Действующие блоки 500 МВт, оснащенные указанными котлами, имеют удельные расходы топлива на уровне 330—336 г/(кВт·ч). Этому способствуют хорошая сыпучесть экибастузского угля, практически полная его взрывобезопасность, высокая температура плавления золы ($t_1 = 1390 \div 1480^\circ\text{C}$) и умеренная сопротивляемость размолу. Трудности, связанные с эксплуатацией котлов на экибастузском угле, в основном вызваны его высокой зольностью: 38—43% на сухую массу при $Q_H^p = 16,6 \div 17,2$ МДж/кг и до 53—55% при $Q_H^p = 12,6 \div 14,4$ МДж/кг. Большая зольность угля и высокая абразивность его золы способствуют износу конвективных поверхностей нагрева, что является одной из причин их повышенной аварийности.

Особенности работы топочных камер котлов П-57 всех модификаций определяются двухъярусным встречным расположением на боковых стенах топки вихревых двухпоточных горелочных устройств и схемой их соединения с восемью молотковыми мельницами ММТ 2600/2550/590 с центробежными сепараторами, регулируемой круткой потока вторичного воздуха (24 направляющие лопатки с углом поворота 90°) и постоянной круткой первичного воздуха (8 закручивающих лопаток с углом к аксиальной направляющей 30°) в 24 вихревых горелках. Каждая мельница работает на три смежные установленные в один ряд горелки. При отключении мельницы отключаются горелки одного верхнего или ниж-

* С зольностью на сухую массу 48% — гарантийное и с зольностью 44 и 55% — соответственно улучшенное или ухудшенное топливо.

него яруса в полутопке. Принятая компоновка мельниц с горелками при отключении одной и даже двух мельниц не приводит к существенному перераспределению тепловых потоков в топочной камере, разрегулировке воздушного режима, температурным перекосам и тепловым потерям. Так, перераспределение топлива по ярусам горелок приводит к изменению температуры на выходе из топочной камеры лишь на $\pm (30 \div 40)^\circ\text{C}$. Сочетание работающих мельниц существенно не влияет на экономичность работы котла [3.13]. Изменение крутки потока вторичного воздуха в малой степени влияет на положение и структуру факела, и поэтому распределять тепловые потоки в топочной камере круткой и тем более снижать температуру газов за ней в больших пределах не удастся.

В табл. 3.5 приведены характеристики основных режимных параметров. Оптимальное изменение воздушного режима работы топочной камеры котла П-57 в диапазоне нагрузок 60—100% номинальной показано на рис. 3.29.

Опыт эксплуатации котлов П-57 всех модификаций на экибастузском угле различной зольности подтверждает, что двухпоточные горелочные устройства обеспечивают устойчивое воспламенение и достаточно полное сгорание угля в диапазоне нагрузок 100—60% номинальной, экраны топочных камер сохраняются в эксплуатационно чистом состоянии при принятых тепловых нагрузках сечения топки (см. табл. 3.5), при снижении нагрузки общий характер протекания процессов горения и теплообмена сохраняется. Не изменяется расположение границ зоны максимального тепловыделения и сечения с максимальным тепловосприятием, мало изменяется степень выгорания топлива по высоте топочной камеры. Опасность погасания факела при сжигании экибастузских высокосольных углей может наступить при расчетных значениях температур в зоне воспламенения меньше 1300°C . Верх-

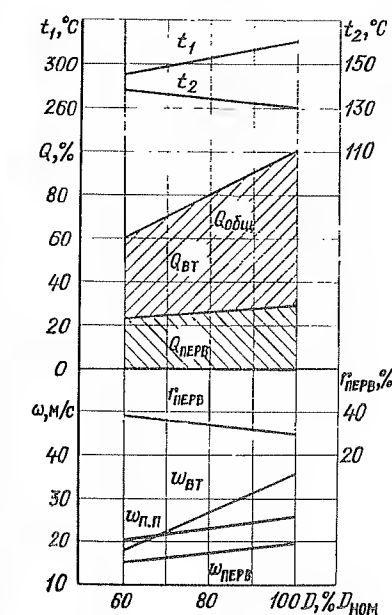


Рис. 3.29. Оптимальное изменение воздушного режима работы топочной камеры котла П-57 в диапазоне нагрузок 60—100% номинальной:

$Q_{\text{общ}}$, $Q_{\text{вт}}$, $Q_{\text{перв}}$ — расход общего, вторичного и первичного воздуха в процентах от общего при $D_{\text{ном}}$; t_1 — температура горячего воздуха; t_2 — температура аэросмеси за мельницей; $w_{\text{перв}}$, $w_{\text{вт}}$, $w_{\text{п.п}}$ — скорости первичного и вторичного воздуха и аэросмеси в пылепроводах; $\Gamma_{\text{перв}}$ — доля первичного воздуха

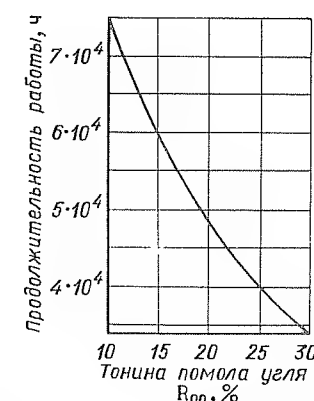


Рис. 3.30. Зависимость срока работы труб водяного экономайзера от тонны помола экибастузского угля

ний предел допустимых температур в ядре факела (около 1600° С) определяется уровнем температуры на выходе из топочной камеры по условиям шлакования поверхностей поворотного газохода (не более 1250° С).

Одной из особенностей сжигания экибастузских углей является заметное влияние зольности на условия лучистого теплообмена в топочной камере, о чем прежде всего свидетельствует высокий уровень температуры газов вверху топки. Так, при увеличении приведенной зольности экибастузского угля на 1% выше проектной температура газов на выходе из топки котла П-57 увеличивается до 10° С. Приведенная зольность поступающего угля часто превышает среднюю на 5—10%, в результате чего температура газов на выходе из топки [1.1] может возрастать на 100° С. Увеличение температуры газов на выходе из топки сверх фактической и тем более расчетной при сжигании угля с предельными характеристиками не только приводит к прямому перегреву металла труб пароперегревателей, но и усугубляет повреждаемость, связанную с несовершенством конструкций узлов топочной камеры. Кроме того, при высокой (непроектной) зольности затягиваются воспламенение и выгорание топлива, ухудшаются условия теплообмена в топочной камере, повышается абразивный износ мелющих органов, пылепроводов, поверхностей нагрева и пр. Это предъявляет особые требования к наладке топочного и горелочного устройств, к работе систем пылеприготовления, а также к качеству сжигаемого топлива. При работе на высокозольных углях необходимо более точное поддержание избытка воздуха во всех горелках, обеспечение строго одинакового и стабильного качества пыли на всех параллельно работающих пылесистемах, улучшение однородности структуры пыли и пр.

При наладке топочного режима особое внимание уделяется снижению механического недожога. Главный фактор его снижения при сжигании экибастузского угля — выбор оптимальной тонины помола. Ее значение относительно невелико ($R_{90} \approx 15\%$). Угрубление помола снижает затраты на пылеприготовление и заметно увеличивает срок службы мелющего оборудования, однако при этом снижается устойчивость горения, затягивается выгорание угля, повышается механический недожог и увеличивается абразивный износ конвективных поверхностей нагрева котла при принятых скоростях газов на уровне 6,5—7 м/с.

На рис. 3.30 показано, как влияет тонина помола экибастузского угля на срок работы труб водяного экономайзера. Выбор тонины помола в конкретном случае должен производиться на основе технико-экономического анализа с определением расчетных затрат. Механический недожог за котлом при правильной организации воздушного режима горелочных устройств и оптимальных параметрах топочного процесса (α'_T и R_{90}) мало зависит от комбинации работающих горелок.

Оптимальный коэффициент избытка воздуха в топках котлов П-57 всех модификаций для нагрузок 60—100% номинальной обычно изменяется от 1,28 до 1,15. При этом обеспечиваются расчетные температуры свежего пара и пара промпрегрева, а также максимально возможная экономичность котлов при минимальной интенсивности шлакования верхней части топки. Однако некоторые различия основных характеристик эксплуатируемых котлов, применяемых пылесистем, горелочных устройств, температур подогрева воздуха, аэросмеси и т. д. (см. табл. 3.5) имеют влияние на полноту выгорания топлива. Влияние режимных параметров [1.1] на экономичность сжигания экибастузского угля показано на рис. 3.31*.

* Эти данные получены при сжигании угля с зольностью 36—46%.

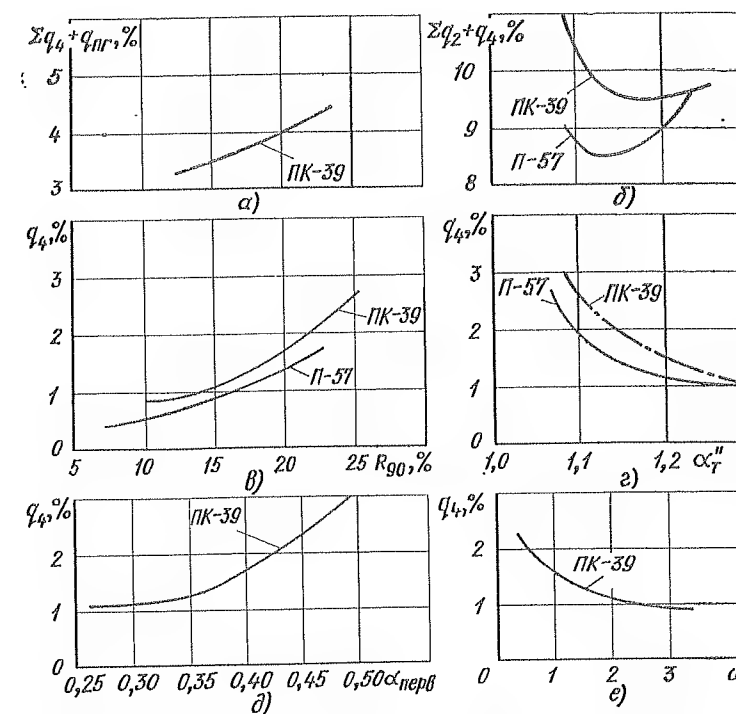


Рис. 3.31. Влияние режимных факторов на экономичность сжигания экибастузского угля:

а — оптимальная тонкость помола; б — оптимальный избыток воздуха; в — влияние тонкости помола на q_4 ; г — влияние избытка воздуха на q_4 ; д — влияние доли первичного воздуха на q_4 ; е — влияние крутки потока на q_4 .

Установлено, что по шлакующим свойствам экибастузский уголь может различаться. Так, поступление партий угля с повышенным содержанием окислов железа может являться одной из причин шлакования котлов. Отмечается, что поверхности поворотного газохода котла П-57 находятся в условиях, близких к предельным по шлакованию. Очагом шлакования в первую очередь является потолок топки, включая район фестона. Для уменьшения шлакования поверхностей нагрева котла обычно снижают допустимую среднюю температуру газов как перед ширмами, так и перед фестомом до 1250° С путем разгрузки центральной части топочной камеры по топливу.

Опыт эксплуатации показывает, что нарушение воздушного режима может также вызвать шлакование экранов топочной камеры и в первую очередь зоны активного горения. Известно, что контроль характера развития топочного процесса затруднен из-за отсутствия надежных количественных показателей раздачи пыли и воздуха по горелкам. Неравномерность раздачи пыли и воздуха обычно определяют по появлению температурной и газовой неравномерностям, а в некоторых случаях по распределению O_2 в дымовых газах по ширине топочной камеры.

По указанным показателям можно выявить отдельные объемы топочной камеры, где имеет место несоответствие оптимального соотношения между топливом и воздухом, в наибольшей степени благоприятствующее развитию шлакования. В этих случаях визуальным наблюдением обычно фиксируют высокий пиromетрический уровень, а часто и набросы факела на ту или иную экранную поверхность. Последнее, как пра-

вило, сопровождается образованием шлаковых наростов от центра к периферии экрана в виде глыб по центру и оплавленных гребней в углах топочной камеры. Возможную причину шлакования на нагрузках, близких к номинальной, иногда следует искать в аэродинамической организации факелов индивидуальных горелок; влияют также забивание каналов пылью, обгорание и деформация насадок, нарушение геометрических размеров каналов, образование шлаковых наростов на насадках, выход из строя лопаточного аппарата регистров аэросмеси и вторичного воздуха и др.

В эксплуатации часто наблюдается значительный износ дымососов, что во многом является результатом недостаточной эффективности золоуловителей. Износу подвержены многие элементы воздушного тракта, и в первую очередь вентиляторы, установленные за регенеративными воздухоподогревателями. Причиной последнего является перенос золы из газового в воздушный тракт в регенеративных вращающихся воздухоподогревателях. Оснащение ряда котлов трубчатыми воздухоподогревателями не только устранило эту проблему, но и позволило существенно снизить утечки воздуха, облегчило выполнение самостоятельных трактов первичного и вторичного воздуха с раздельными вентиляторами, что сократило расход электроэнергии на дутье.

3.3. ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПЫЛЕУГОЛЬНЫХ КОТЛОВ ПРИ СОВМЕСТНОМ СЖИГАНИИ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА С МАЗУТОМ (ГАЗОМ)

В настоящее время в ряде топочных камер котлов, предназначенных для сжигания твердого топлива, сжигается смесь его с жидким или газообразным топливом. Необходимость сжигания топлива двух видов, резко различающихся по своим характеристикам, в одном котле связана с неустойчивостью топливной конъюнктуры, возросшими требованиями к маневренности котлов, а также снижением качества твердого топлива.

При совместном сжигании указанных топлив возможны следующие режимы эксплуатации:

жидкое топливо (газ) используется только при малых нагрузках и для подсветки факела;

котел приспособлен для работы во всем диапазоне нагрузок для переменного раздельного сжигания различных топлив;

котел приспособлен для совместного сжигания твердого и жидкого топлива (газа) во всем диапазоне нагрузок при различных соотношениях топлив.

Периодический перевод пылеугольных котлов на сжигание в течение непродолжительного времени смеси твердого топлива с небольшим количеством мазута (газа) обычно не приводит к заметному снижению надежности. Низкие тепловые напряжения топочного объема пылеугольных котлов при частичных нагрузках, непродолжительность этих режимов, наличие золовых отложений на поверхностях нагрева не приводят к интенсификации коррозионных процессов, а возможность поддерживать большие избытки воздуха облегчает достижение расчетного перегрева пара. Необходимым требованием при такой организации сжигания является приспособление части горелочных устройств для эффективного сжигания мазута (газа). Изменение поверхностей нагрева котлов, как правило, не требуется. Необходимость подсветки факела при высоких нагрузках возникает при сжигании топлива ухудшенного качества по сравнению с проектным, а также при нестабильном его составе.

При сжигании твердого и жидкого топлив в одной топочной камере необходимы приспособление существующих пылеугольных горелок либо

установка новых устройств, обеспечивающих эффективное сгорание обоих видов топлив. Например, в процессе реконструкции котла ТПП-200-1 изменена схема подачи воздуха в центральные каналы горелок и установлены мазутные форсунки ТКЗ-6 («Титан») производительностью 8 т/ч каждая. Реконструированная горелка имеет три канала для подачи: центрального воздуха через аксальный завихривающий аппарат, пылевоздушной смеси, вторичного воздуха. Часть горелки, предназначенная для сжигания угольной пыли, практически не изменена. Для организации эффективного сжигания мазута к центральному каналу горелки подводится воздух от вентиляторов первичного воздуха. Скорость воздуха в центральном канале (расчетное значение 44 м/с) существенно выше, чем в остальных каналах горелки, и мало меняется от нагрузки котла. Опыт эксплуатации показал, что подача с высокой скоростью 10—40% воздуха непосредственно к корню мазутного факела обеспечивает глубокое вторичное дробление капель мазута и хорошее перемешивание топлива с воздухом. Практическое постоянство скорости воздуха на выходе из центрального канала дает возможность эффективно без сажеобразования сжигать мазут во всем диапазоне нагрузок котла. Основное количество воздуха на выходе из центрального канала движется прямокомом, и лишь около 20% этого потока воздуха, непосредственно примыкающего к форсунке, закручивается аксальным лопаточным завихрителем для обеспечения устойчивого воспламенения мазутного факела.

На ряде электростанций широко применяется способ попеременного сжигания мазута и АШ с использованием вентилятора горячего дутья (ВГД) в качестве дымососа рециркуляции дымовых газов [3.15, 3.16]. Способ основан на использовании защитных свойств шлакового слоя, остающегося на шиповых футерованных экранах предтопка после сжигания угольной пыли. Для перевода котла в режим попеременного сжигания топлива монтируют перемычку с шиберами между коробом дымовых газов после водяного экономайзера и всасывающим воздуховодом ВГД и увеличивают производительность основных мазутных форсунок до 4—5 т/ч. По условиям сохранения шлакового покрытия ошпированных труб предтопка обычно допускают работу пылеугольного котла на мазуте в диапазоне нагрузок 40—70% номинальной. Сжигать только мазут в топке пылеугольного котла при номинальной нагрузке не рекомендуется, так как мазутный факел более сконцентрирован, чем пылеугольный, и основное ядро температур сосредоточено в зоне НРЧ. Эта зона даже при пылеугольном факеле, равномерно распределенном в топочной камере, работает в напряженных условиях. При сжигании мазута условия работы НРЧ ухудшаются из-за более высоких уровней тепловых нагрузок.

Применение режима сжигания мазута в период разгрузок блоков требует создания на ГРЭС достаточно развитого мазутного хозяйства, рассчитанного на подачу большого количества мазута. Это необходимо учитывать при проектировании ГРЭС на твердом топливе.

Сжигание слабореакционного твердого топлива низкого качества (например, АШ) совместно с мазутом (газом) позволяет повысить устойчивость горения, улучшить выход жидкого шлака и повысить диапазон эксплуатационных нагрузок котлов. Практика эксплуатации пылеугольных котлов показывает, что при ухудшенном качестве АШ (теплота сгорания ниже 21 МДж/кг) его можно устойчиво сжигать только лишь в смеси с мазутом или газом, причем чем меньше теплота сгорания, тем меньше допустимая доля АШ в смеси.

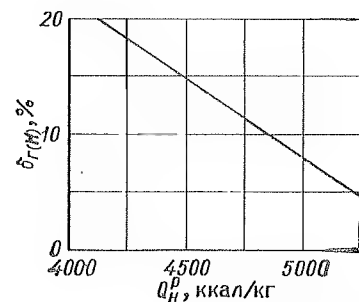


Рис. 3.32. Зависимость доли мазута (газа) для подсветки факела от теплоты сгорания АШ при номинальной нагрузке котла и коэффициенте избытка воздуха за водяным экономайзером 1,20—1,25

На рис. 3.32 показана ориентировочная зависимость доли мазута (газа) в смеси от теплоты сгорания АШ. Зависимость построена из условия поддержания устойчивого факела в топочной камере и отсутствия затягивания застывающим шлаком отверстия леток и не учитывает необходимости периодического добавления мазута (газа) при выходе из строя отдельных питателей пыли, работающих недостаточно надежно при максимальной частоте вращения на топливе с пониженной теплотой сгорания [3.15, 3.16].

Опыт эксплуатации и проведенные исследования позволили выработать следующие основные рекомендации по переводу котлов на совместное сжигание твердого топлива и мазута (газа):

на котлах с многоярусным расположением горелок твердое топливо целесообразно сжигать в нижних, а мазут (газ) — в верхних ярусах горелок;

для обеспечения достаточно полного перемешивания продуктов сгорания твердого топлива и мазута, снижения скорости коррозии и загрязнения поверхностей нагрева комбинации горелок составляют так, чтобы рядом с горелкой, сжигающей мазут, работала горелка на пыли, напротив мазутной горелки работала пылевая горелка и т. п.;

на котлах с жидким шлакоудалением для обеспечения постоянной шлаковой пленки, защищающей от выгорания торкретированные поверхности нагрева, комбинация работающих горелок должна изменяться 1 раз в смену так, чтобы горелка, проработавшая на мазуте (газе), переводилась на сжигание пыли.

Сжигание пылевидного топлива и мазута (газа) одновременно в одном горелочном устройстве приводит к ухудшению выгорания топлива обоих видов. Такой режим допускается лишь при растопке котла и сжигании высокозабалластированных низкореакционных топлив для поддержания устойчивого воспламенения угольной пыли.

Реализованные на котлах ТПП-200-1 и ТПП-210А схемы совместного сжигания пыли АШ и мазута позволяют надежно и экономично эксплуатировать их в диапазоне нагрузок от 60 до 100% номинальной при доле мазута до 60%. Опыт эксплуатации этих котлов при совместном сжигании пыли АШ и мазута показывает, что по мере снижения теплоты сгорания АШ и увеличения доли мазута экономичность котла ухудшается, несмотря на то что содержание горючих в уносе практически остается на уровне 12—15%. Так, с уменьшением теплоты сгорания АШ с 21,8 до 17,6 МДж/кг (с 5200 до 4200 ккал/кг) КПД брутто котла ТПП-210А при сжигании смеси снижается с 88 до 83% вследствие увеличения потерь теплоты из-за механической неполноты сгорания и с уходящими газами [3.15].

При совместном сжигании АШ и мазута отложений сажи на конвективных поверхностях нагрева, воздухоподогревателях и электрофильтрах обычно не наблюдается. Значительно увеличивается продолжительность кампании котла по условиям шлакования ширмового пароперегревателя и заносу конвективных поверхностей нагрева и воздухоподогревателя по сравнению с режимом сжигания одного твердого топлива. Скорость коррозии низкотемпературных поверхностей нагрева в 4—5 раз

меньше, чем при сжигании только мазута. Снижение интенсивности коррозии низкотемпературных поверхностей нагрева связано как со снижением концентрации SO_3 в дымовых газах, так и с нейтрализацией золовыми частицами АШ серной кислоты, осаждающейся на этих поверхностях.

3.4. СНИЖЕНИЕ ПРИСОСОВ ВОЗДУХА В ТОПОЧНУЮ КАМЕРУ И ГАЗОХОДЫ КОТЛОВ

Последствия от повышенных присосов воздуха приводят к значительным отклонениям в работе котельного оборудования, часто приводящим к ограничению нагрузки блока. Особенностью этого процесса является то, что изменение присосов холодного воздуха может происходить достаточно медленно во времени. К этому следует добавить сложность выявления мест (узлов) в элементах оборудования, где нарушается их плотность. Все это требует от эксплуатационного персонала постоянного контроля за работой пылеприготовительного оборудования и собственно котла, изучение конструкции оборудования и причин неплотности. Эксплуатационному персоналу необходимо постоянно заниматься разработкой мероприятий по ликвидации выявленных присосов как при работе оборудования, так и особенно в период текущего и капитального ремонтов.

Первостепенное внимание следует уделять ликвидации присосов в топочную камеру котла, так как присос холодного воздуха в топку увеличивает объем газов, приводит к снижению организованной подачи горячего воздуха, что в ряде случаев изменяет работу радиационных поверхностей нагрева и вызывает повышенное шлакование ширм и пароперегревателя. Кроме того, ухудшаются экономические показатели работы котла, так как недоиспользуется воздухоподогреватель и повышается температура уходящих газов, увеличиваются загрузка дымососов и число циклов работы обдувочных устройств. Во многих случаях повышенные присосы в топку приводят к необходимости впрыска воды в пароперегревательные поверхности нагрева. Не менее отрицательно влияние присоса воздуха в системе пылеприготовления сказывается на работе топки, так как повышается влажность пыли, ухудшаются условия воспламенения и т. п.

Оценка влияния присосов холодного воздуха на показатель работы котла [3.17] показывает, что недооценка этого фактора в эксплуатации является источником многих неполадок в работе котла, приводящих к снижению надежности и экономичности.

Основными источниками присосов воздуха в топочную камеру являются места прохода труб через обмуровку, примыкания горелочных устройств к экранам, лазы, горелки и места установки обдувочных аппаратов, сочленения натрубной обмуровки с неподвижной ее частью, сопряжения стен топочной камеры и газоходов, шлакопускные устройства, гидравлические затворы, реперные проемы и др. Основными причинами присосов воздуха также являются несовершенство конструктивных решений по узлам уплотнений, незавершенность и отступления в технологии выполнения монтажа и низкое качество выполняемого ремонта.

Источниками присосов воздуха в газовый тракт котла являются места прохода трубопроводов через обмуровку, компенсаторы конвективных шахт, взрывные клапаны, лазы, лючки, а также непрочвары в сварных соединениях газоходов, неудовлетворительное качество сварки труб воздухоподогревателей с трубными досками, большие зазоры в уплотнительных плоскостях лазов, лючков и гляделок, разрушения газоходов,

обшивок коробов коллекторов поверхностей нагрева и др. В процессе эксплуатации возможны случаи, приводящие к увеличению присосов воздуха в газовый тракт котла из-за неплотностей, возникающих в результате коррозии и золосового износа трубчатых воздухоподогревателей, газоходов, золоуловителей и взрывных предохранительных клапанов, разрывов компенсаторов конвективных шахт из-за термических деформаций и др. Неплотности РВП являются одной из причин снижения мощности блока, так как перетоки воздуха в газовую часть РВП могут привести к ограничению нагрузки котла по производительности дымососов. Особое внимание должно быть обращено на проточку фланцев РВП, поверхность которых служит элементом периферийного уплотнения. Часто этот узел выполняется неудовлетворительно, в результате чего уплотнения быстро выходят из строя и становятся источником больших присосов воздуха в газовый тракт. Присосы воздуха возможны также при некачественном изготовлении и коррозии гидрозатворов в системе обмывки РВП.

На котлах, оборудованных дробеочисткой, имеются значительные присосы воздуха через золоотвеивающие сепараторы, где отвеивание осуществляется атмосферным воздухом, подсасываемым в газоход. Возможным местом присоса воздуха в системе очистки является участок «дробеуловитель-разбрасыватель» при нижнем хранении дробы или при опорожнении дробеуловителя [3.19]. Основными местами присосов в системе золоулавливания являются золосмывные аппараты, золоспускные точки, а также места прохода штанг встряхивающих элементов в электрофильтрах.

Присосы воздуха следует контролировать при ежедневном осмотре установки и контрольным газовым анализом, проводимым не реже 1 раза в месяц, а также до текущего, среднего и капитального ремонтов и после них [1.16, 3.19]. Не следует допускать работу котла и системы пылеприготовления с присосами, превышающими нормативные значения. Рекомендуется не реже 1 раза в год производить опрессовку трубчатых воздухоподогревателей с присадкой красящих веществ (мела, охры) во всасывающие короба дутьевых вентиляторов и производить проверку состояния труб, уплотнений их в трубных досках, компенсаторов и устранять выявленные дефекты. Сброс воздуха, охлаждающего балки водяных экономайзеров, следует направлять во всасывающие короба дутьевых вентиляторов, а не в газоходы котла.

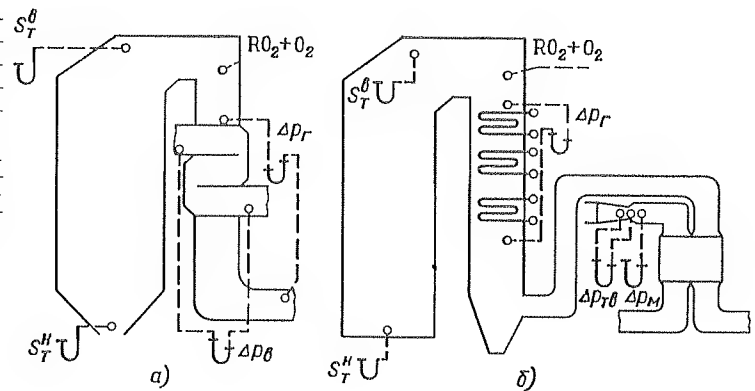
Визуальное определение мест присосов воздуха обычно производят: созданием повышенного разрежения, около 70—100 Па (7—10 кгс/м²), путем включения дымососа и с помощью зажженного переносного факела;

постановкой топочной камеры и газоходов котла под давлением около 100—120 Па (10—12 кгс/м²) с помощью дутьевых вентиляторов. Места неплотностей обнаруживаются по выходу дыма, шуму, пылению или на ощупь.

Для определения присосов воздуха в топочную камеру требуется сведение полного теплового и воздушного балансов работающего котла, что может быть выполнено только при проведении специальных испытаний.

В условиях эксплуатации присосы воздуха в топочную камеру рекомендуется определять упрощенным способом, предложенным Южтехэнерго [3.19]. Этот способ требует измерения разрежения вверху и внизу топочной камеры S_T^B , S_T^H (микроманометрами с точностью не ниже 2 Па), сопротивления участка газового тракта Δp_r (микроманометром или U-образным тягомером), величины, характеризующей расход воздуха Δp_n (на котлах с трубчатыми воздухоподогревателями U-образным тягомером измеряется

Рис. 3.33. Схемы измерений при определении присосов воздуха в топочную камеру упрощенным методом:
а — на котле с трубчатым воздухоподогревателем; б — на котле с регенеративным воздухоподогревателем



сопротивление воздухоподогревателя по воздушной стороне, а на котлах с регенеративными воздухоподогревателями, если не измеряется количество воздуха, поступающего в топочную камеру, необходима установка мультипликатора в воздухопроводах за РВП), содержания RO_2 и O_2 в дымовых газах в сечении газохода за пароперегревателем (рис. 3.33).

При определении присосов воздуха в топочную камеру автоматические регуляторы горения и разрежения должны быть отключены. Первый режим работы котла фиксируют при нагрузке 80 % номинальной, расчетном коэффициенте избытка воздуха за пароперегревателями, нормально принятом в эксплуатации, разрежении вверху топки S_T^B . Последующие режимы характеризуются неизменными значениями нагрузок и организованы подаваемым в топочную камеру воздухом при следующих значениях разрежения вверху топки: 0; —50; —100; —150; —200 Па (0; —5; —10; —15; —20 кгс/м²). Длительность выдерживания каждого режима определяется продолжительностью трех-четырех записей показаний приборов.

На рис. 3.34 приведен график изменения сопротивления участка газового тракта Δp_r в зависимости от статического давления вверху топочной камеры S_T^B . По оси абсцисс влево от нуля отложены значения разрежения, вправо — давления.

Нормальному эксплуатационному разрежению вверху топки S_T^B соответствует сопротивление участка тракта, равное Δp_r^H ; при значениях S_T^B от —200 Па (20 кгс/м²) до 0 на графике наносятся измеренные значения Δp_r ; полученная прямая экстраполируется вправо, в область работы топочной камеры под давлением до значения, при котором разрежение внизу топки $S_T^H = 0$. При этом сопротивление участка тракта равно Δp_r^A . Присосы в топочную камеру и газоход пароперегревателя определяются по формуле

$$\Delta \alpha_T'' = \frac{\alpha_{пп}''}{2} \left(1 - \sqrt{\frac{\Delta p_r^A}{\Delta p_r^H}} \right), \quad (3.5)$$

где $\alpha_{пп}''$ — коэффициент избытка воздуха за пароперегревателем при эксплуатационном (первом) режиме.

Порядок определения присосов следующий: режим работы котла устанавливается по режимной карте при нагрузке, близкой к номинальной; анализ газов производят одно-

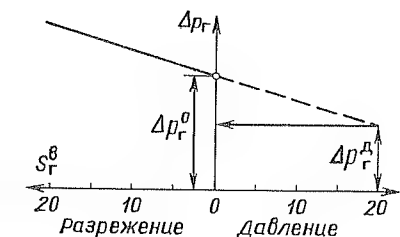


Рис. 3.34. График определения сопротивления газового тракта котла при условной работе топки под давлением

временно в газоходах за пароперегревателем (в точке с температурой газов не выше 600 °С) и за дымососом. Это дает общий присос воздуха в газовый тракт (эти результаты используются также в месячной отчетности по форме 3-тех.).

На котлах с РВП целесообразно производить одновременно и анализ газов перед ними. Кроме того, проводится анализ газов за воздухоподогревателем в целях определения потерь с уходящими газами; периодичность этих измерений определяется условиями режима и эксплуатации.

Газовый анализ производится при помощи переносных газоанализаторов ГХП-3М (типа ОРСА) или переносных автоматических кислородомеров. Для правильного определения среднего состава дымовых газов сечения газохода должны быть протарированы при нормальном режиме и нагрузке, близкой к номинальной. Для тарировки сечение газохода условно разбивают на равновеликие площадки, из центра которых с помощью передвижных газозаборных трубок одновременно по всей ширине газохода по одному ряду точек производят отбор газов на анализ (рис. 3.35).

На рис. 3.36 показана схема газозаборного устройства, применяемого на ряде электростанций. Заборное устройство выполнено из трубы (сталь 12Х1МФ) диаметром 38×6 мм с четырьмя—шестью боковыми сверлениями диаметром 4—5 мм. Отсос дымовых газов осуществляется с помощью парового или воздушного эжектора. Отношение количества присасываемого в газоходы воздуха к теоретически необходимому для горения с увеличением паропроизводительности котла уменьшается, хотя абсолютное значение присосов воздуха увеличивается. Проверку плотности газовых трактов следует производить при постоянной нагрузке котла, близкой к номинальной.

При анализе газов кислородомером или газоанализатором типа ОРСА присосы определяются по сокращенной кислородной формуле в случае отсутствия химического недожога в газах

$$\Delta\alpha = 20,96 \left(\frac{1}{20,96 - O_2''} - \frac{1}{20,96 - O_2'} \right), \quad (3.6)$$

где O_2' и O_2'' — содержание кислорода в конечных и начальных сечениях газоходов.

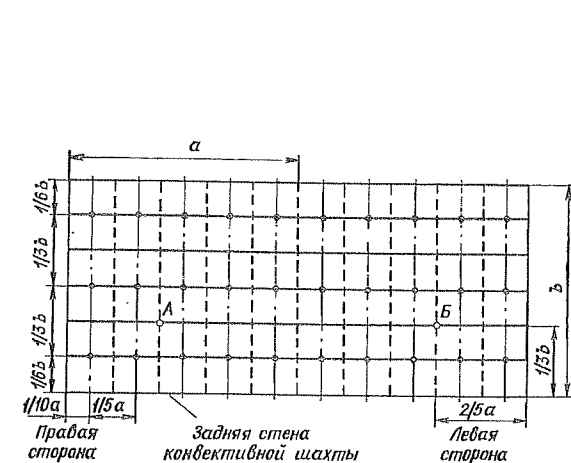


Рис. 3.35. Разметка газохода котла:
А, Б — места установки контрольных труб при тарировке

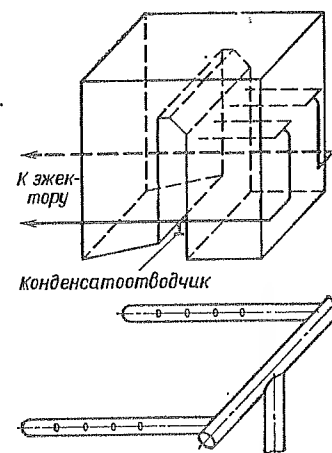


Рис. 3.36. Схема газозаборного устройства

3.5. ОЧИСТКА ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА КОТЛОВ ОТ НАРУЖНЫХ ЗАГРЯЗНЕНИЙ

Влияние некоторых факторов на формирование загрязнений поверхностей нагрева

Из опыта эксплуатации котлов на твердом топливе известно, что при традиционных методах сжигания угля увеличение паропроизводительности котла вызывает изменение температуры газов в ядре горения, повышение неравномерности распределения газов на выходе из топки, изменение характера загрязнения шлаком и золой лучевоспринимающих и конвективных поверхностей нагрева. Изучение вопросов, связанных с организацией процесса горения в топочной камере при различных условиях ее работы, имеет важное значение при эксплуатации котла [3.7, 3.18].

Исследования шлакования поверхностей нагрева при сжигании топлива показывают, что с увеличением производительности котлов процесс шлакования усиливается; что следует объяснить влиянием ряда факторов, к их числу относятся: увеличение температуры газов в зоне горения из-за ослабления охлаждения ядра горения экранными поверхностями; образование локальных очагов шлакования, связанных с увеличением неравномерности газового потока по ширине топочной камеры, вызываемое трудностями конструктивного и наладочного характера по обеспечению равномерного распределения воздуха и топлива по горелкам; ухудшение доступа к некоторым поверхностям нагрева для осмотра и очистки от шлаковых отложений при работе котла. И наконец, необходимо учитывать и тот факт, что на мощную электростанцию поступают угли с разных шахт и разрезов, что предопределяет сжигание в топке топлива с различными характеристиками.

Рассматривая шлакование как сложный процесс, связанный с явлениями плавления и кристаллизации отдельных частиц, взаимодействием твердых компонентов с топочными газами, возгонкой отдельных соединений, изменением концентрации пылевоздушной смеси и другими факторами, следует самым тщательным образом подходить к изучению механизма шлакования и загрязнения поверхностей нагрева в зависимости от режима работы оборудования. Необходим комплексный подход к анализу этого сложного процесса, начиная от изучения особенностей минеральной части топлива и кончая вопросами обеспечения непрерывной и равномерной подачи топлива в горелки. Например, установлено, что интенсивность шлакования поверхностей нагрева во многом определяется работой системы пылеприготовления, так как от нее в прямой зависимости находится как оптимизация воздушного режима работы горелки, так и требуемые тонкость и качество размолта топлива.

Опыт эксплуатации котлов показывает, что интенсивное шлакование поверхностей нагрева протекает в случаях, когда создаются условия для налипания на трубы размягченных частиц золы, находящихся в стекловидном состоянии в результате быстрого застывания капелек расплава.

Высказаны различные точки зрения на механизм образования отложений на поверхностях нагрева [2.15, 3.20, 3.23], однако единой теории, объясняющей протекание процесса шлакования в топках современных котлов, пока нет.

Важным элементом обеспечения длительной работы котла, особенно при сжигании шлакующих видов топлива, является наличие эффективных методов и способов очистки поверхностей нагрева от шлаковых и золовых отложений.

Для очистки поверхностей нагрева котлов от золошлаковых отложений используются динамические и термические воздействия паровых и водяных струй, принудительная вибрация поверхностей нагрева, кинетическая энергия падающих дробин и термоволновые акустические воздействия низкочастотных волн. Тип очистных устройств, как правило, определяется характером образующихся золошлаковых отложений, выбором обдувочной среды, приспособленностью котла к установке того или иного обдувочного оборудования и др.

Профилактические очистки являются одним из путей повышения надежности и экономичности работы котлов и, как правило, осуществляются по жестким графикам, которые устанавливаются на основании опыта эксплуатации и результатов испытаний. В качестве критерия правильности выбора периодичности очистки принимаются значения косвенных показателей загрязнения (температура дымовых газов, аэродинамическое сопротивление, температура перегретого пара и металла труб, доля рециркуляции газов, положение газовых шиберов, клапанов вырыска и др.). При назначении интервалов между очистками учитываются влияния частоты профилактических очисток на эрозионный и коррозионный износ поверхностей нагрева, термические повреждения труб, явления усталости металла, наклеп и др. Очистку часто назначают по результатам визуального осмотра поверхностей нагрева. Для снижения затрат очистку производят также во время плановых снижений нагрузки и остановов блоков.

В последние годы многие электростанции стали применять комбинированные способы очистки, существенно снижающие износ и интенсивность загрязнения труб в сравнении с обычными способами.

Сущность комбинированных способов очистки состоит в том, что частое применение слабодействующей очистки, удаляющей лишь слабосвязанные рыхлые отложения и не разрушающей при этом оксидных пленок, чередуется с резким применением сильнодействующей очистки, способной удалить с труб плотные отложения, но неизбежно вызывающей разрушение оксидных пленок. Наиболее оптимальной считается комбинированная очистка, при которой для удаления рыхлых отложений используется виброочистка, а для удаления плотных отложений — водяная обдувка. При этом виброочистка создает умеренное и равномерное силовое воздействие на отложения по всей поверхности и не разрушает возникающих на трубах оксидных пленок.

Эксплуатация устройств очистки от загрязнений наружных поверхностей нагрева котлов

Паровая обдувка с помощью аппаратов завода «Ильмарине» (типа ОМ-0,35, предшествующая модификация ОПР-5) получила распространение для очистки топочных экранов котлов СКД. Эти аппараты очищают экраны паровыми струями, описывающими круг при вращении сопловой головки, параллельный плоскости экранов. При этом эффективность паровой обдувки зависит от динамического напора струи на поверхности нагрева H_d и продолжительности обдувки $\tau_{вр}$, т. е. от импульса $H_d \tau_{вр}$. Однако в условиях эксплуатации обдувочный импульс $H_d \tau_{вр}$ необходимо увязывать с условиями надежности работы обдуваемых поверхностей нагрева, подверженных абразивному износу обдувочной струей, содержащей захваченные золотые частицы. В зависимости от конструкции применяемого аппарата и вида топлива НПО ЦКТИ рекомендует определенные значения максимальных динамических напоров (табл. 3.6).

Таблица 3.6. Рекомендуемые параметры работы обдувочных аппаратов

Топливо		Давление пара P_1 , МПа	Диаметр сопла d_0 , мм	Число оборотов за цикл n	Число обдувок в смену	Концентрация золы M_z , г/м ³	Максимальный напор H_d , Па	Тип аппарата
Аппараты очистки топочных экранов								
АШ, каменные угли Подмосковный уголь	Донбасса	1,76	20	5	1	25	14 700	ОМ-0,35
		1,76	20	5	2	54	14 700	ОМ-0,35
Аппараты глубоководного типа								
АШ, каменные угли Экибастузский уголь Подмосковный уголь	Донбасса	1,37	16	2	1/3	25	44 000	ОГ
		1,37	16	2	2/3	25	44 000	ОГ
		1,37	12	2	1/3	70	25 500	ОГ
		1,37	16	2	1/3	54	44 000	ОГ

По заводским рекомендациям ближайшее сопло следует размещать на расстоянии 50—70 мм от образующих труб экрана. Однако стремление избежать повреждений труб топочных экранов привело к тому, что расстояние между ближними соплами аппаратов ОМ-0,35 и плоскостью экранов увеличено на многих электростанциях до 90—140 мм. В этих же целях понижается давление обдувочного пара, которое должно составлять не более 1,76 МПа (17,6 кгс/см²). В целях уменьшения износа поверхностей нагрева завод «Ильмарине» на базе аппарата ОГ создал аппарат ОГР-Э с ходом сопловой головки 800 мм (у аппарата ОМ — 350 мм). Сопла выдвигаются в топочную камеру на глубину 550 мм. Угол атаки у сопел этих аппаратов 15°. Общая длина аппарата сокращена с 2,8 до 1,7 м. Преимущества аппарата ОГР-Э по сравнению с аппаратом ОМ следующие:

имеется возможность получения равномерного поля динамических напоров вследствие увеличения степени открытия клапана, регулирующего поступление обдувочного агента по мере выдвижения сопловой головки в топочную камеру (полное открытие клапана происходит при полном выходе головки в топку);

след обдувочной струи на плоскости экрана представляет собой спираль, в результате чего происходит двукратный контакт струи с каждой точкой экранной поверхности (при прямом и обратном ходе сопловой головки).

По данным [3.20] износ труб экранов при сжигании ряда топлив и использовании аппаратов ОГР-Э и ОМ-0,35 составляет соответственно 0,23—0,3 и 2 мм/год. Однако опыт эксплуатации этих аппаратов на котлах, сжигающих шлакующие топлива, показал, что они не способны удалять плотные связанные шлаковые отложения (радиус их эффективного действия при удалении рыхлых отложений составляет 1,5—2 м). Учитывая это, в последние годы все чаще обращаются к технической воде как к агенту, обеспечивающему более высокую эффективность удаления шлака.

Для очистки ширмовых и конвективных поверхностей нагрева завод «Ильмарине» выпускает глубоководные паровые обдувочные аппараты двух групп с большим возвратно-поступательным ходом обдувочной трубы. Аппараты непрерывной обдувки (ОГ, ОГ-А, ОГ-8, ОГ-8А, ОГ-Н, ОГ-В) производят обдувку на протяжении всего рабочего хода

для очистки конвективных поверхностей нагрева. Максимальная длина хода у аппаратов ОГ-8 и ОГ-8А составляет 8—10 м. Аппараты прерывистой обдувки (ОГ-П, ОГ-ПА) производят обдувку только на определенных участках рабочего хода для очистки ширм. Указанные аппараты достаточно надежны в работе, однако они малоэффективны при очистке ширмовых и конвективных поверхностей нагрева котлов, работающих на интенсивно шлакующих топливах, так как не удаляют плотный слой и связанные шлаковые отложения. Для удаления рыхлого слоя эти аппараты на большинстве электростанций включаются 2 раза в смену (через 3,5—4,0 ч).

Паровая пушечная обдувка применяется на котлах СКД для очистки от сыпучих и слабосвязанных золошлаковых отложений ширмовых и конвективных пароперегревателей, расположенных в горизонтальном газоходе и заключается в использовании кинетической энергии свежего пара с помощью стационарно устанавливаемых сопловых устройств. Очистка поверхностей нагрева происходит как от динамического воздействия струи пара, так и от звукового вибрационного эффекта. Струи пара из сопловых устройств направляются на поверхности нагрева под различными углами в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Углы выбираются исходя из конструктивных особенностей поверхностей нагрева, их компоновки, а также условий обеспечения максимальной степени очистки и минимального износа труб. Из-за большой мощности паровой струи и звукового эффекта обдувка получила название «пушечной». Эта обдувка проста в обслуживании и не требует больших трудозатрат на ремонт. Для обдувки в качестве рабочего тела используется перегретый пар давлением 4—10 МПа (40—100 кгс/см²), температурой 450—560°С, применяются дозвуковые и сверхзвуковые сопла, работающие в расчетном и нерасчетном режимах [3.22].

Паровая пушка (рис. 3.37) состоит из сопла, переходника, хвостовика и упоров. Сопла Лаваля с большими проходными сечениями (20—30 мм) служат для преобразования потенциальной энергии пара в кинетическую энергию вытекающей струи. Хвостовик

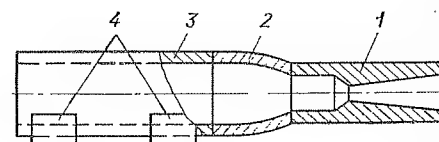


Рис. 3.37. Конструкция паровой пушки:

1 — сопло; 2 — переходник; 3 — хвостовик; 4 — упор

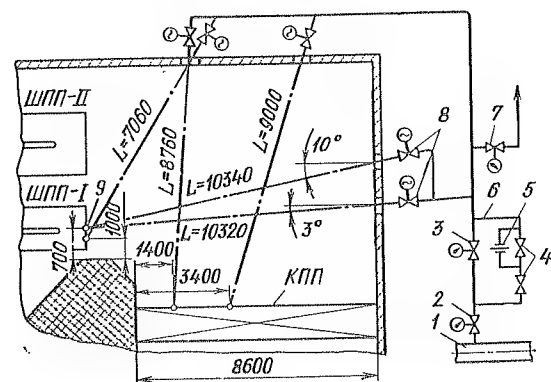


Рис. 3.38. Схема компоновки стационарной паровой пушечной обдувки котла ТПП-312:

1 — паропровод свежего пара; 2, 3 — общие запорные вентили; 4 — вентили дроссельного устройства; 5 — набор дроссельных шайб; 6 — байпасный трубопровод; 7 — дренажный вентиль; 8 — запорные вентили на линиях подвода пара к соплам ($d_y=40$ мм); 9 — точки прицела

вик предназначен для крепления паровой «пушки» к неподвижной опоре и соединения с паропроводом. Всего на котел устанавливается до 20—25 сопел. Расстояния от сопел до обдуваемых труб, как правило, составляют 9—10 м. Во избежание обгорания [3.22] сопла утапливают в обмуровку на 150—200 мм. На рис. 3.38 показана схема компоновки паровой стационарной пушечной обдувки котла ТПП-312, работающего на ГСШ.

Согласно [3.20, 3.22] рекомендуется устанавливать первоначальную периодичность обдувки 1 раз в сутки при проектном давлении пара и продолжительности цикла обдувки 15—20 с. В случае недостаточной эффективности обдувки следует в первую очередь повысить давление пара не более чем на 30% проектного значения. Дальнейшим средством повышения эффективности может служить увеличение продолжительности цикла обдувки, но не более чем до 20—25 с. Сокращение периодов между обдувками следует осуществлять в последнюю очередь. Необходимо стремиться к обеспечению эффективной очистки при минимально возможных давлениях пара, продолжительности и количестве обдувок.

Паровая пушечная обдувка ведется в строго определенной последовательности: сначала обдувают ширмовый пароперегреватель, затем газовый перевал и, наконец, конвективный пароперегреватель. При этом ширмовый пароперегреватель обдувается вначале тыловыми соплами, затем потолочными, а конвективный пароперегреватель — вначале соплами первого ряда, затем — соплами второго ряда.

Водяная очистка радиационных поверхностей нагрева в течение последних 15 лет прошла успешную проверку на котлах СКД различной единичной мощности. Удаление золовых отложений с поверхности труб во время водяной очистки достигается в основном за счет термического воздействия холодной воды на слой раскаленных отложений, которые разрушаются вследствие возникающих в них термических напряжений. При этом действие струи не ограничено расстоянием. Струя одинаково эффективно очищает участки поверхности нагрева, лежащие близко и на значительном расстоянии от сопла. Достаточная дальность водяной струи позволила создать устройства водяной очистки, которые в отличие от паровых обдувочных аппаратов очищают не ту стену топочной камеры, на которой смонтированы, а противоположную.

Аппараты водяной очистки последних конструкций отличаются от ранее применявшихся тем, что вращательное движение сопловой головки в них заменено возвратно-поступательным горизонтальным движением сопла при одновременном медленном развороте узла его крепления вокруг горизонтальной оси. Такая кинематическая схема аппарата обеспечивает близкое к равномерному омывание всей очищаемой поверхности, которую пятно орошения проходит по принципу строчной развертки. Аппараты с линейным перемещением сопла конструкции Эстонглавэнерго изготавливаются двух модификаций — М-3 и М-3А — с угловой скоростью поворота сопла в горизонтальной плоскости соответственно 0,21 и 0,42 рад/с. Для обдувки применяется техническая вода давлением 1—1,1 МПа (10—11 кгс/см²).

Используя принцип и опыт работы аппаратов Эстонглавэнерго, некоторые предприятия и организации (завод «Котлоочистка», ЦПКБ «Союзглававтоматика») создали конструкции, в которых изменены кинематическая схема и узлы ввода гидромонитора в топочную камеру. Завод «Котлоочистка» разработал ряд модификаций аппаратов водяной очистки, в частности АВОД-1БЛ, АВО и другие, в которых создана конструкция узла ввода, исключаяющая присосы, и улучшена кинематическая схема.

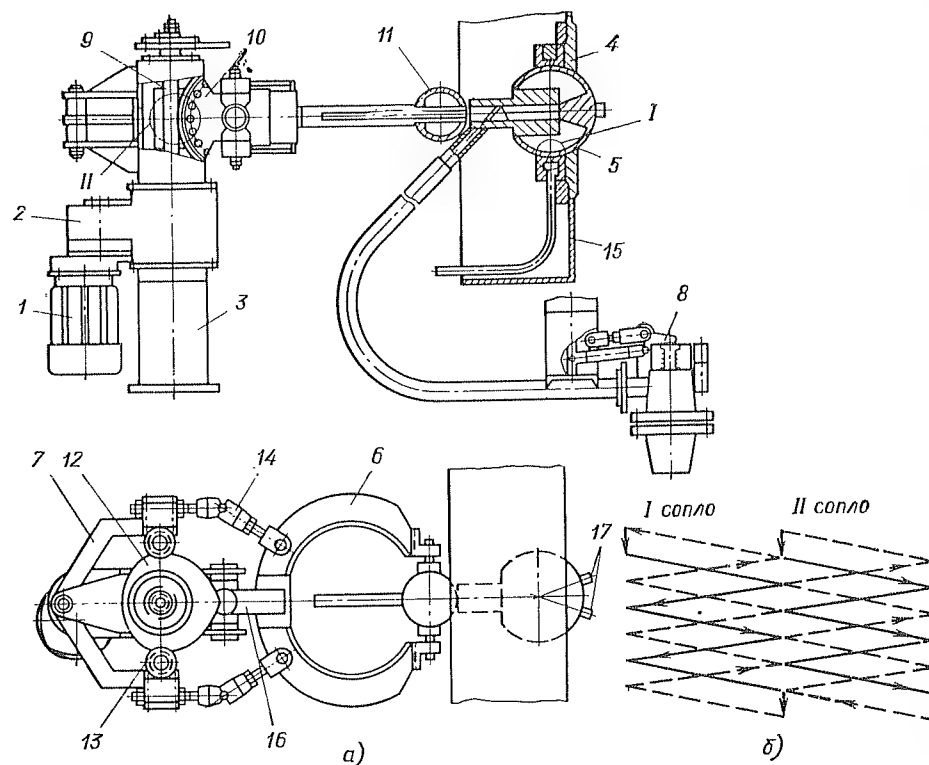


Рис. 3.39. Обдувочный аппарат АВОД-1БЛ:

а — конструкция аппарата; б — траектория следа струи аппарата; 1 — электродвигатель; 2 — редуктор; 3 — опорная конструкция; 4 — обойма; 5 — сфера; 6 — захват; 7 — рычаги; 8 — электромагнитный клапан; 9 — червяк; 10 — червячный сектор; 11 — съемная втулка; 12 — кривошип-копир; 13 — ролики; 14 — шатуны; 15 — металлическая стенка; 16 — водило; 17 — сопла

На рис. 3.39 представлен аппарат АВОД-1БЛ — аппарат водяной, обдувочный, дальнобойный, безлючковый, первой модификации.

Два сопла этого аппарата установлены в охлаждаемой сфере, закрепляемой на стене топочной камеры в обойме, которая также охлаждается водой. Сфера и обойма образуют подвижный шарнир. Вертикальное перемещение сферы, а вместе с ней и сопл производится через водило, захват и разъемную втулку червячно-секторным приводом. Горизонтальное возвратно-качательное перемещение сферы с соплами осуществляется от вертикального вала привода, на конце которого имеется кривошип-копир. При вращении кривошипа воздействует на ролики шатунного механизма, связанного через захват и втулку со сферой.

Сложение одновременных вертикального и горизонтального перемещений сопл создает на обдуваемом экране траекторию в виде ломаной линии (строчной развертки), шаг которой по вертикали равен диаметру пятна орошения. Аппарат имеет устройство фазового смещения траектории струи по вертикали, что обеспечивает более равномерное орошение очищаемого экрана при прямом и обратном ходах гидромонитора. При пусках аппарата одновременно включаются электропривод аппарата и электромагнитный клапан на трубопроводе подвода воды. Струя воды из гидромонитора, очищая экран, перемещается из верхней в нижнюю часть топочной камеры, где путевого выключатель реверсирует электродвигатель аппарата. В верхней части топочной камеры после обратного хода водяной струи другой путевого выключатель отключает электропривод аппарата и водяной клапан.

В аппарате АВО шарнир выполнен из двух цилиндров, габариты его значительно уменьшены, и он может быть охлаждаемым и неохлаждаемым. Для того чтобы уменьшить воздействие топочных газов, шарнир размещен в глубине амбразуры. С этой же целью увеличен подсос наружного холодного воздуха через крепление шарнира в стене топочной камеры.

Техническая характеристика аппарата АВО

Дальнобойность при максимальном давлении воды, м	До 35
Расход воды, кг/с	Не более 3
Диаметр сопла, мм	8—12
Рабочее давление воды перед аппаратом, МПа (кгс/см ²):	
максимальное	1,5 (15)
минимальное	0,6 (6)
Угловая скорость движения гидромонитора, 1/с:	
в вертикальной плоскости	0,007
в горизонтальной плоскости	0,21
Мощность электродвигателя, кВт	0,6
Частота вращения вала электродвигателя, об/мин	1500
Напряжение питания привода, В	220/380

Для увеличения степени обдуваемости стен топочной камеры без усложнения кинематической схемы аппаратов Таллинским политехническим институтом (ТПИ) разработан и внедрен в эксплуатацию глубоковыдвижной аппарат водяной очистки типа ОВГ с вращательно-поступательным движением сопловой головки [3.21]. За основу при создании этих аппаратов принят серийно выпускаемый заводом «Ильмарин» паровой глубоковыдвижной аппарат типа ОГ, у которого заменена сопловая головка и для уменьшения распыливания струи уменьшена скорость ее вращения.

При возвратно-поступательном движении многосопловой головки аппарата от поверхностей экрана до центра топочной камеры и обратно разными соплами одновременно очищаются все экраны.

Аппарат ТПИ имеет преимущество перед дальнобойными аппаратами со строчной разверткой струи, связанное с отсутствием зон реверса и их последствий. После окончания цикла очистки сопловая головка выводится из топочной камеры, вследствие чего удобны контроль за состоянием сопл, а также их замена. Небольшой размер лючка для ввода сопловой головки в топочную камеру (до 150—200 мм) позволяет обеспечить его надежное уплотнение с помощью пружинного затвора.

Наличие у аппаратов ТПИ длинной обмывочной трубы, а также крестообразных услокнителей во входных конусных каналах сопл позволяет обеспечить необходимую компактность струи и ее дальнобойность. При этом расположение сопл под углом до 150° к оси обмывочной трубы не вызывает недопустимых нарушений структуры струи. Использование аппаратов ТПИ для водяной очистки топки требует высокой культуры эксплуатации, так как застревание аппаратов в топочной камере или прекращение подачи воды во время обдувки недопустимы.

Техническая характеристика аппарата ТПИ АВОГДУ*

Рабочий ход обмывочной трубы, м	2—7,75
Скорость поступательного движения обмывочной трубы, м/мин	1,52
Частота вращения обмывочной трубы, об/мин	4
Количество сопл, шт.	2—5
Рабочий диаметр сопл, мм	6—10
Углы наклона сопл от оси обмывочной трубы, град	15—150
Давление технической воды перед соплами, МПа (кгс/см ²)	0,8—1,2 (8—12)
Дальнобойность водяной струи, м	Не более 17
Время контакта пятна орошения с одной точкой поверхности, с	Не более 0,3
Потребляемая мощность, кВт	Не более 1,7

* Аппарат водяной, обдувочный, глубоковыдвижной, дальнобойный, универсальный.

Использование воды для очистки поверхностей нагрева требует ответственного отношения к выбору параметров аппаратов и режимов очистки, обеспечивающих надежную работу металла труб. Длительность охлаждения (время контакта) водяной струи аппарата в точке очищаемой поверхности нагрева τ является одним из основных факторов, определяющих значение амплитуды колебаний температуры металла труб. Обеспечение времени контакта τ в пределах 0,2—0,6 с гарантирует надежную работу поверхностей нагрева и устойчивость гидродинамического режима котла. Кроме того, время контакта τ сказывается и на эффективности очистки.

На котлах СКД для очистки топочных камер рекомендуются режимы со следующими показателями*: сопло диаметром 8—10 мм, давление воды 0,6—1,0 МПа (6—10 кгс/см²), периодичность включения не чаще 1—3 раза в сутки (1 раз для сопла диаметром 10 мм и 3 раза для сопла 8 мм). Эксплуатационно чистое состояние обдуваемых экранов котлов СКД поддерживается при использовании сопел диаметром 8 мм при интервалах между очистками 8 ч. Аппараты следует оборудовать защитой, прекращающей подачу воды, при исчезновении напряжений на всех узлах обдувки.

При водяной очистке наружная поверхность труб поверхностей нагрева с течением времени покрывается сетью микротрещин. В этом тонком слое растрескавшегося металла в дальнейшем гасятся возникающие в циклах обмывки термические напряжения. При температурах металла, характерных для экранов труб пылеугольных котлов СКД, в зависимости от частоты применения очистки толщина растрескавшегося слоя металла может достигать 0,2—0,4 мм. Наличие такого слоя не является причиной выбраковки труб. Имеющийся эксплуатационный опыт и специальные исследования подтверждают, что развитие трещин происходит с затухающей скоростью. Однако следует производить периодическую вырезку контрольных образцов труб в местах высоких тепловых потоков, в особенности в зонах реверса водяных струй.

Газоимпульсный способ очистки достаточно эффективен при рыхлых и слабоспекшихся шлакозольных отложениях на ширмовых пароперегревателях, конвективных поверхностях нагрева и регенеративных воздухоподогревателях.

Принцип действия основан на взаимодействии волновых потоков (акустических, ударных, взрывных) с загрязнениями. Волновые потоки создаются в импульсных камерах (ИК), при сжигании топлива в которых генерируются низкочастотные (30—100 Гц) мощные акустические колебания с уровнем шума 130 дБ и выше. Волны, направленные из импульсных камер на поверхности нагрева, разрушают шлакозольные отложения. Процесс очистки интенсифицируется вследствие вибрации теплообменных труб, вызываемой акустическим давлением, а также термического воздействия продуктов сгорания на отложения.

В качестве импульсных камер применяются трубы диаметром 200—400 мм, длиной 10—25 м, в которых создается с определенными промежутками высокотурбулизированное горение (взрыв) фиксированных газозолевых смесей (рис. 3.40). Открытый участок камер разветвляется на несколько концов, каждый из которых завершается соплами. Конфузорное сопло создает струйный характер действия импульсной очистки, диффузорное — волновой, что увеличивает площадь очистки.

В некоторых схемах газоимпульсной очистки на трубопроводе после смесителя и глушителя выполняется байпас диаметром 30—40 мм, на котором устанавливаются

* В каждом случае требуется уточнение τ в зависимости от конструктивных особенностей котла, шлакующих свойств топлива и параметров аппарата.

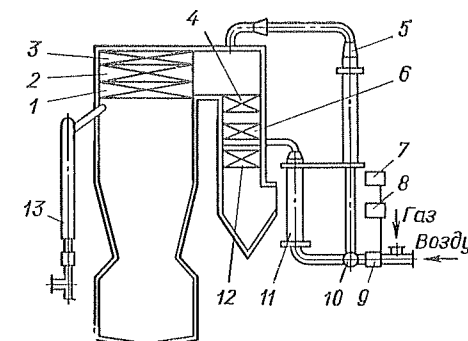


Рис. 3.40. Схема установки импульсной очистки поверхностей нагрева котла ТПП-200-1:

1—3 — ширмовый пароперегреватель соответственно I—III ступеней; 4 — конвективный пароперегреватель (КПП) высокого давления; 5 — импульсная камера для очистки пароперегревателя и водяного экономайзера; 6 — КПП II ступени; 7 — тиристорное реле времени; 8 — блок зажигания; 9 — камера воспламенения; 10 — двухпозиционный клапан; 11 — импульсная камера для очистки I ступени промежуточного пароперегревателя; 12 — КПП низкого давления I ступени; 13 — импульсная камера для очистки ширма

дроссельная шайба необходимого диаметра и постоянно включенный запальник. Размером отверстия в шайбе регулируется периодичность взрывов газозолевых смесей. В качестве запальника используются автомобильная свеча или спираль накаливания. Установлено, что эффект очистки пропорционален объему камер и возникающему в них давлению. Последнее для конкретной конструкции импульсной обдувки зависит от концентрации газа в смеси, единичного взрывного объема газозолевой смеси и скорости ее горения. Максимальное давление в камерах значительно зависит от турбулизации потока диафрагмами. Стехиометрическое соотношение газ — воздух 1 : 10 регулируется арматурой вручную или регуляторами мембранного типа.

Режимная характеристика газоимпульсных установок:

Топливо	Природный или сжиженный баллонный газ
давление, МПа (кгс/см ²)	0,02—0,15 (0,2—1,5)
расход на одну камеру, м ³ /ч	30—100
Окислитель	Воздух от компрессоров или дутьевых вентиляторов
давление, МПа (кгс/см ²)	0,2—0,4 (2—4)
расход на одну камеру, м ³ /ч	300—600
Время заполнения, с	10—25
Частота импульсов, Гц (с)	0,05—0,5 (2—20)
Скорость распространения фронта пламени, м/с	Около 300
Развиваемое давление, МПа (кгс/см ²)	0,2—0,4 (2—4)
Уровень звуковой мощности в очищаемых поверхностях, дБ	Не менее 160
Периодичность включения:	
при очистке трубчатых поверхностей нагрева	От 1/смены до 1/сутки
при очистке набивки РВП	1—2/смены
Продолжительность работы, мин:	
при очистке трубчатых поверхностей нагрева	40—60
при очистке набивки РВП	15—30

При наладке и эксплуатации газоимпульсных установок определяют пределы концентраций компонентов смеси, обеспечивающих устойчивый режим работы, оптимальное соотношение компонентов смеси, при котором выделяется максимальная волновая энергия, оптимальные частоты (периодичности) импульсов во всем диапазоне расходов смеси.

Включение камеры производят при минимальных расходах смеси и максимальной частоте импульсов, обеспечиваемой при заполнении объема камеры в пределах не более 25% проектного значения расхода. Для этого на байпасном узле зажигания устанавливают шайбу с максимальным диаметром отверстия, равным 4—5 мм; при применении зажигания смеси от тиристорного реле времени устанавливают частоту 0,3—1,0 Гц (периодичность импульсов 1—30 с); по расходомеру устанавливают расход воздуха, равный 25% номинального; включают питание запальника;

в соответствии с установленным расходом воздуха подают пропорциональное количество газа.

После начала работы камеры, корректируя расход воздуха, устанавливают устойчивый режим взрывного горения смеси и прогревают камеру в течение 3—5 мин на этом режиме. Затем, плавно изменяя расход воздуха при фиксированном расходе газа, определяют пределы импульсного режима по расходомерам и показывающим приборам.

Дискретно (после нагрева камер в каждом режиме и стабилизации регистрируемых параметров) увеличивая расход газа на 5—15% и плавно меняя расход воздуха, определяют границы устойчивого импульсного режима во всем диапазоне расхода компонентов с выявлением максимальных значений давлений в форкамере и уровней звуковых давлений в характерных местах котельного помещения.

В диапазоне устойчивого режима работы камеры производят плавное (или дискретное) уменьшение частоты (увеличение периодичности) импульсов для каждого режима. Для каждого расходного режима в области оптимальной концентрации смеси по максимальному давлению в форкамере и максимальному уровню звука в котельном помещении (или у открытого лючка) определяют минимальную частоту (максимальный период) импульсов.

В процессе наладки и при эксплуатации газомпульсных установок могут возникнуть неполадки: обрыв внутренних конструктивных элементов (диафрагм, смесителей, глушителей и др.), на что указывает изменение мощности импульса, срыв импульсного горения, характерные удары внутри установки; засорение запальной свечи или дроссельной шайбы твердыми частицами или влагой; обрыв высоковольтного провода; неисправности в электрической части блока питания запальника или блока зажигания (отсутствие периодического поджигания смеси при установленных расходах компонентов); забивание или засорение камеры золой, водой, посторонними предметами; повреждение креплений сопел, опор смесепроводов и др.

В зависимости от динамики загрязнения поверхностей нагрева первоначально задают режимы включения камеры: для пылеугольных котлов — продолжительность работы 40—60 мин, для РВП — 15—30 мин в смену. В дальнейшем в течение 2—6 мес эксплуатации уточняют выбранный режим. Например, при незначительном подогреве воздуха (30—40 °С) для достижения исходного сопротивления РВП длительность работы камеры иногда увеличивают до 1—1,5 ч, в случае удовлетворительной работы паровых калориферов (50—60 °С) частота включения камеры уменьшается до 1 раза в сутки, эмалированные пакеты очищаются от отложений более эффективно.

Особенно эффективно включение камеры во время термической сушки набивки РВП дымовыми газами. При этом теплота импульсного потока продуктов сгорания камеры интенсивно передается пакетам РВП и их температура повышается, что улучшает очистку.

Если котел оборудован несколькими камерами, то включают их поочередно. Одновременная работа нескольких камер приводит к неравномерному заполнению их газовойздушной смесью, вследствие чего мощность взрыва снижается. Во избежание завала отложениями плотных трубчатых пакетов и конвективных шахт первоначально включают камеры, расположенные ниже по потоку дымовых газов.

При включении газомпульсных установок иногда наблюдаются резкие повышения давления в топочной камере котла, что обычно связано с обрушением большого количества отложений, вызвавшим увеличение аэродинамического сопротивления газового тракта. Это указывает на необходимость уменьшения интервалов между включениями камер. Кроме того, в процессе эксплуатации газомпульсных установок требуется

периодическая подрегулировка параметров газа и воздуха, поступающих в камеры, так как компрессоры обычно не обеспечивают стабильного давления воздуха.

Виброочистка заключается в вынуждении колебаний очищаемых труб.

Как следует из опыта эксплуатации, наиболее эффективна схема с поперечным подводом источника вибрации (рис. 3.41). В этом случае очищаемые трубы, составляющие плоскую систему (ширму, плоский пакет змеевиков), крепятся между собой через специальные накладки, и передача колебаний к трубам осуществляется с помощью виброштанги, прикрепленной к указанным ширмам или пакетам змеевиков. При этом виброштанга выводится наружу через уплотняющие стаканы в обмуровке котла и на ее свободном конце в непосредственной близости от обшивки обмуровки устанавливается генератор колебаний.

Крепление виброштанги к пакетам, а также труб в плоскости каждого пакета осуществляются жестко на сварке с использованием промежуточных полужилиндрических накладок, вставных отрезков плавниковых труб, соединенных между собой по плавникам, и т. п. Виброштанги, как правило, выполняются из пароперегревательных труб и охлаждаются паром котла.

В системах вибрационной очистки в качестве генераторов колебаний применяются электромоторные и пневматические вибраторы. Наибольшее распространение получил электромоторный вибратор С-788 ярославского завода «Красный маяк», состоящий из двух асинхронных двигателей, установленных в одном корпусе. Ротор каждого двигателя имеет неуравновешенные массы, при вращении которых навстречу друг другу создается направленное суммарное усилие вибратора. Усилие вибратора регулируется от 0 до 4000 кгс при частоте 2800 об/мин. Широко применяются высокочастотные пневматические вибраторы направленного действия ВПН-69-ВТИ и ВП-ВО, выпускаемые волжским объединением «Энерготехмаш».

В схеме управления пневматическим вибратором (рис. 3.42) для обеспечения плавного изменения частоты колебаний в широком диапазоне (0—250 Гц) на линии подво-

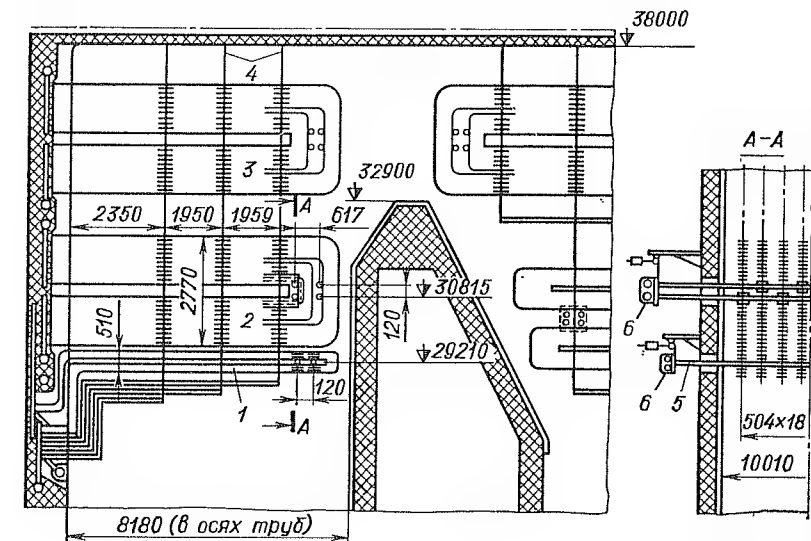


Рис. 3.41. Система вибрационной очистки ширмовых поверхностей нагрева котла П-49:
1 — защитные ширмы; 2 и 3 — соответственно ширмы нижнего и верхнего ярусов; 4 — подвесные трубы; 5 — виброштанга; 6 — вибратор

ряют равномерность рассеивания дробы по сечению газохода, определяют длительность пневмотранспортирования сброшенной порции дробы в дробеуловитель и интервал между подачами в котел отдельных порций. При этом воздействием на регулятор подачи дробы производят регулировку соотношений дробы и воздуха в пневмотранспортных линиях. Регулирующим цилиндром питателей дробы устанавливают удельную плотность дробевого потока в газоходе в пределах $0,2—0,25 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$ и проверяют расходы дробы через каждое разбрасывающее устройство, а также равномерность ее рассеивания по сечению газохода. Неравномерность не должна превышать 20% [3.20].

На работающем котле окончательный режим очистки устанавливают в основном по двум параметрам — продолжительности цикла очистки (общая длительность подачи всех порций в котел) и интервала времени между циклами в течение суток.

При сжигании большинства энергетических топлив для эффективной очистки достаточно продолжительность одного цикла в пределах 30—60 мин (при пропуске суммарного количества дробы за один цикл очистки $100—300 \text{ кг/м}^2$ сечения газохода). Согласно [3.20] для топлив, дающих плотные связанные отложения, интервал времени между циклами целесообразно принимать 4—12 ч, при рыхлой структуре отложений — 8—24 ч. Увеличивать интервал между циклами свыше 24 ч не рекомендуется. Достигнуть требуемой эффективности очистки можно как изменением продолжительности цикла (количества подаваемых порций дробы) и интервалов между ними, так и варьированием удельной плотности дробевого потока. Если установка дробевой очистки имеет несколько контуров циркуляции дробы, то все они должны включаться в работу и отключаться из работы одновременно. Дробевую очистку следует проводить сразу после цикла очистки предшествующих (по ходу дымовых газов) поверхностей нагрева. Особенно полезно производить дробевую очистку после растопки котла для удаления отложений, появившихся на трубах в результате пониженных температур стенки и газов, а также неуставившегося режима горения.

При эксплуатации котлов с дробевыми установками в некоторых случаях возможны повреждения отдельных участков поверхностей нагрева из-за наклепа и износа при сильном разгоне дробы, концентрированных потоках ее и многократной обработке очищенных поверхностей.

Для снижения опасности таких повреждений необходимо соблюдать следующие общие правила:

- ограничивать расход дробы через конвективную шахту минимально необходимым ее количеством для обеспечения эффективной очистки;
- обеспечивать равномерное рассеивание дробы по сечению газохода;
- не допускать применения дробы размерами более 6 мм;
- производить регулярно очистку поверхностей со строгим соблюдением продолжительности и периодичности очистки;

контролировать состояние металла наиболее опасных участков очищаемых поверхностей (первых рядов труб по ходу дробевого потока в местах наиболее сильного разгона дробы) визуальными осмотрами, выборочными измерениями шаблоном диаметров труб и металлографическими исследованиями металла. Первые осмотры производить через 1500—2000 ч работы котла, последующие — не реже 1 раза в год;

выполнять специальную защиту поверхностей нагрева, используя замедлители скорости движения дробы и накладки.

Очистку регенеративных воздухоподогревателей (РВП), вынесенных за пределы котла, осуществляют путем обдувки теплообменной набивки РВП перегретым паром

(на $170—200^\circ\text{C}$ выше температуры насыщения). В последнее время применяют обмывку высоконапорной водой, которая хорошо удаляет липкие отложения, но увеличивает коррозию набивки. Применяются также пневмоимпульсный и термический способы очистки. Последний основан на периодическом повышении температуры набивки до $250—300^\circ\text{C}$ путем отключения подачи воздуха в РВП. При этом высушиваются липкие отложения и испаряется сконденсировавшаяся серая кислота. Вследствие разности тепловых расширений металла и отложений последние разрушаются и уносятся дымовыми газами. Недостатком указанного способа является необходимость поддержания повышенных давлений в уплотнениях, что приводит к большим перетокам воздуха в РВП.

Периодичность водных отмывок РВП определяют опытным путем и назначают их, когда применение паровой обдувки не позволяет поддерживать аэродинамическое сопротивление РВП на допустимом уровне. Профилактические обмывки РВП проводят также при останове котла в конце недели. Частые пуски и глубокие разгрузки котла приводят к эксплуатации поверхностей РВП с более низкими температурами и, следовательно, с интенсивными процессами золового запаса. Это влечет за собой необходимость частых промывок РВП.

Глава четвертая

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

4.1. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Эксплуатация подшипников скольжения

К числу наиболее ответственных узлов, обеспечивающих длительную безаварийную работу турбин, относятся подшипники скольжения. Опыт эксплуатации их показывает, что, несмотря на большие расчетные запасы несущей способности, аварийность или ограничение мощности из-за ненадежной работы подшипников скольжения все еще достаточно высоки. Правильный выбор конструкции подшипников и поддержание наиболее благоприятных условий их работы необходимы для обеспечения вибрационной надежности роторов. С переходом на создание сверхмощных турбин СКД особую сложность вызвала низкочастотная (самовозбуждающаяся) вибрация валопроводов турбин.

В эксплуатационной практике отмечают два вида низкочастотных колебаний [1.2, 4.1]: колебания, вызываемые гидродинамическими силами в смазочном слое подшипников (масляные колебания), и колебания, вызываемые действием неуравновешенных газодинамических сил в проточной части при недостаточном демпфировании или дополнительном возбуждении в опорных подшипниках.

В настоящее время ставится задача исключения низкочастотных колебаний на всех режимах работы при максимальной экономичности проточной части турбины и увеличении межремонтного периода. Снижение экономичности (на 1—2%) в результате внедрения мероприятий по борьбе с низкочастотной вибрацией происходило вследствие увеличения радиальных зазоров в уплотнениях ЦВД с целью снижения дестабилизирующих газодинамических сил и из-за нерасчетного порядка открытия регулирующих клапанов для создания дополнительной статической нагрузки на опоры и улучшения antivибрационных свойств подшипников РВД, что приводило к увеличению гидравлических потерь в системе парораспределения.

Для улучшения antivибрационных свойств опорных подшипников, особенно РВД, заводы-изготовители стали использовать различные типы эллиптических и сегментных

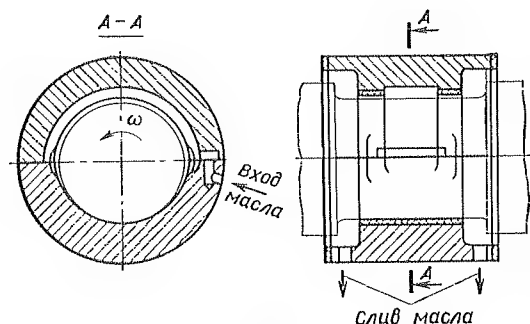


Рис. 4.1. Опорный эллиптический подшипник с выбранным верхом

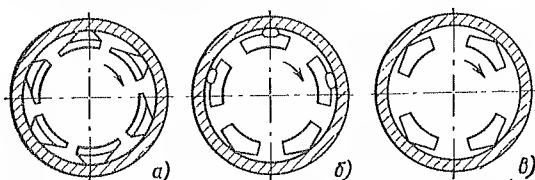


Рис. 4.2. Опорные подшипники с качающимися сегментами:
а — ЛМЗ; б, в — ХТЗ

ступает в рабочую зону нижней половины. Остальное количество масла через осевую маслораспределительную канавку (холодильник) направляется на смазку верхних поясков.

На опорах роторов, где имеется явная опасность возникновения интенсивных низкочастотных колебаний, в последнее время стали устанавливаться сегментные подшипники. Вкладыши с качающимися сегментами обладают наиболее высокими антивибрационными свойствами. На турбинах ЛМЗ используются шестисегментные, а на турбинах ХТЗ — четырех- и пятисегментные подшипники (рис. 4.2). Для исключения влияния перекосов на работу сегментов опирание последних в корпусе вкладыша выполняется сферическим.

Конструкции упорных подшипников, применяемых в турбинах СКД, включают в себя несколько самоустанавливающихся упорных колодок, равномерно расположенных по окружности. Колодки опираются либо на жесткое основание типа Митчелля (на турбинах ЛМЗ), либо на кинематически замкнутую систему, состоящую из рычагов и шарниров типа Кингсберн (на турбинах ХТЗ). Число упорных колодок и соотношения их геометрических размеров зависят от типа турбины, значения осевого усилия, окружной скорости упорного гребня и т. д. [4.14]. Упорные подшипники типа Митчелля (ЛМЗ) для надежной работы требуют высокого качества монтажа и тщательной подгонки колодок по диску.

Упорные подшипники типа Кингсберн обладают свойством автоматического выравнивания нагрузок по колодкам как при разной их толщине, так и при появлении эксплуатационных перекосов. Достигается это путем опирания колодок на рычажно-шарнирную уравнивательную систему (рис. 4.3). При монтаже не требуется тщательной подгонки колодок по диску. На всех режимах работы обеспечивается равномерное нагружение (в пределах 10—15 %) упорных колодок. Благодаря этому они обладают более высокой несущей способностью.

В работе упорных подшипников важным фактором является теплоотдача от слоя масла в колодки и гребень. Установлено, что несущая способность упорного подшипника определяется уровнем температуры рабочих поверхностей колодок [4.14]. Чем

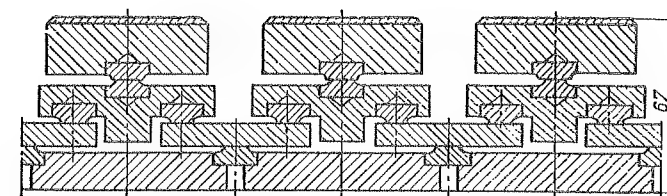


Рис. 4.3. Выравнивающая система подшипника типа Кингсберн

выше температура, тем меньше толщина смазочного слоя, которой определяется ее несущая способность. Кроме того, при высокой температуре рабочей поверхности возрастает температурный градиент по толщине колодки, вследствие чего увеличивается ее тепловое искривление и уменьшается несущая способность. Из этого следует, что повышение несущей способности подшипников во многом зависит от усиления интенсивности отвода теплоты от колодок окружающим маслом.

Повышенные вибрации подшипниковых опор могут вызываться следующими причинами:

неуравновешенность роторов и других вращающихся узлов, вызывающая вибрации с частотой, соответствующей частоте вращения;

автоколебания на масляной пленке, при которых возникает повышенная вибрация с частотой, примерно в 2 раза меньшей частоты вращения;

электромагнитные силы в генераторе, вызывающие повышение вибрации с частотой, в 2 раза большей частоты вращения;

наличие трения, резонансы отдельных элементов, параметрические резонансы и другие причины, вызывающие вибрации с широким частотным спектром.

Кроме перечисленных причин к повышенной вибрации приводят расцентровка многороторных валопроводов, тепловая деформация корпусов, неравномерное охлаждение (нагрев) роторов генераторов, аэродинамическое возмущение парового потока и др. Принятое разделение причин повышенной вибрации является условным, так как они могут быть взаимосвязаны между собой. Например, низкочастотные автоколебания на масляной пленке могут возникнуть при уменьшении давления в ней, вызываемом неуравновешенностью. В свою очередь, изменения параметров масляной пленки могут вызвать изменения динамической характеристики колебательной системы, включающей в себя упругости и массы роторов, корпусов подшипников, масляной пленки и других узлов турбины. Повышенная неуравновешенность может привести к задеванию отдельных элементов конструкции, при котором возникает вибрация, имеющая широкий спектр частот.

Одной из основных причин повышенной вибрации турбины является неуравновешенность роторов; ее снижение уменьшает и вероятность возникновения вибрации по другим причинам (срыв масляной пленки, задевание). Поэтому наиболее важным мероприятием является повышение качества уравнивания роторов, т. е. уменьшение их остаточной неуравновешенности. Кроме того, следует применять положительный опыт коррекции высотного положения опор при центровке валопроводов турбин с целью компенсации неравномерных температурных деформаций фундаментов. Заводам-изготовителям необходимо выполнять дополнительные конструктивные меры по снижению силовых нагрузок, вызывающих деформации ригелей фундаментов и др.

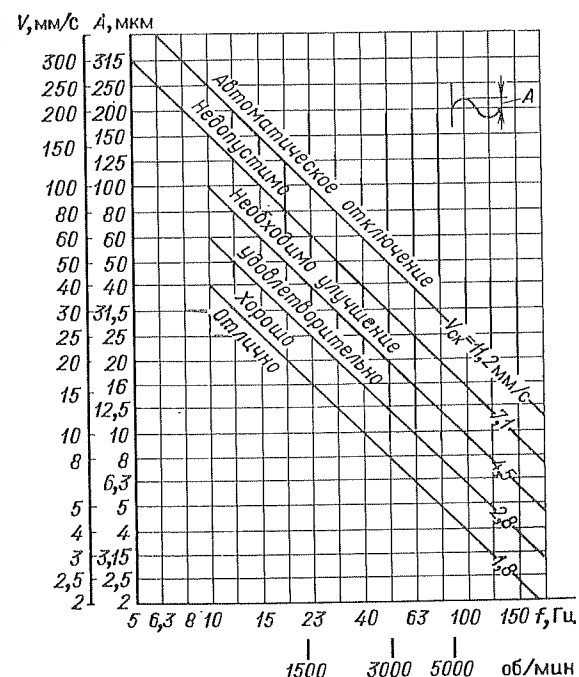


Рис. 4.4. График нормативных значений виброперемещений и виброскорости

Кроме того, контрольно-сигнальная аппаратура, измеряющая эффективное значение виброскорости, более проста по конструкции и имеет меньшие погрешности. В настоящее время Минприбором освоены серийный выпуск аппаратуры типа ТКВ-1 и др. [4.14].

Эффективное значение виброскорости измеряется на всех подшипниковых опорах турбины в трех взаимно перпендикулярных по отношению к его оси направлениях: вертикальном, поперечном и продольном (осевом). Оценка вибрационного состояния турбины производится по наибольшему значению любой из составляющих вибрации при всех режимах работы. Допустимое значение виброскорости при приемке турбины в эксплуатацию после монтажа должно быть не более 2,8 мм/с, а при нормальной длительной эксплуатации — не более 4,5 мм/с. При вибрации более 4,5 мм/с должны быть приняты меры по ее снижению, а при вибрации более 7,1 мм/с эксплуатация турбин не допускается (рис. 4.4). На турбинах СКД выполняется также система автоматической защиты с действием на отключение блока при виброскорости подшипниковых опор, равной 11,2 мм/с.

Эксплуатация систем гидроподъема роторов

С ростом мощности турбин увеличились диаметры шеек и масса роторов, возрос момент трения в подшипниках (табл. 4.1), который необходимо преодолевать валоповоротному устройству (ВПУ). Создание ВПУ приемлемых габаритов стало невозможным без применения систем гидроподъема роторов (СГПР). Применение СГПР потребовало внесения

Механическое и вибрационное состояние турбин в эксплуатации оценивается наблюдением за размахом виброперемещения (A , мкм), эффективным значением виброскорости (V , мм/с), пиковым значением виброускорения (a , мм/с²). Установлено, что наиболее целесообразные границы использования параметров вибрации по частоте для контроля за ее интенсивностью и диагностики лежат для виброперемещения в пределах 0—10 Гц, для виброскорости 10—1000 Гц и виброускорения более 1000 Гц.

Для оценки вибрационного состояния турбин в качестве контролируемого параметра согласно ГОСТ 20832-75 и ГОСТ 25364-82 принято эффективное значение виброско-

Таблица 4.1. Характеристика подшипниковых опор турбин СКД [4.14]

Наименование	Марка турбины			
	К-300-240	К-500-240	К-800-240	К-1200-240
Массовый момент инерции, кг·м·с ²	1942	2964	4599	11 316
Масса валопровода, т	129—139	159—188	230	387
Диаметр цапфы, мм:				
минимальный	300	330	330	330
максимальный	450	500	520	580
Удельное давление, МПа:				
минимальное	0,43	0,61	0,76	0,7
максимальное	1,5	1,4	1,5	1,7

в систему смазки и конструкцию опорных подшипников элементов и узлов, обеспечивающих образование гидростатической смазки. Гидростатический подъем роторов осуществляется подачей масла высокого давления в камеры, которые выполняются в нижних частях подшипников. Шейки и подшипники разделяются масляной пленкой, в результате чего обеспечивается жидкостное трение. Благодаря применению СГПР на турбинах мощностью 500*, 800 и 1200 МВт коэффициент трения покоя пары цапфа — вкладыш снизился, а поверхности цапф и вкладышей стали надежно разделяться слоем смазки [4.14]. Однако применение системы гидроподъема роторов существенно усложнило как конструкцию подшипников, так и условия их эксплуатации.

По способу подвода силового масла к вкладышам система гидроподъема разделяется на две группы: с централизованным (ХТЗ) и индивидуальным (ЛМЗ) подводом.

При первом способе масло ко всем подшипникам подается от общей напорной магистрали высокого давления, питаемой двумя или тремя насосами, установленными вне турбины.

При индивидуальном подводе силового масла каждый вкладыш снабжается отдельным насосом, устанавливаемым в картере корпуса подшипника. Системы гидроподъема включаются постоянно на всех режимах работы турбины, при которых частота вращения валопровода меньше необходимой, для обеспечения во всех подшипниках жидкостного трения.

Для обеспечения надежной работы опорных подшипников при пусках и остановках турбины необходимо, чтобы система гидроподъема работала в течение всего времени вращения валопровода при частотах меньше 500 об/мин. На турбинах СКД применяются тихоходные ВПУ с частотой вращения 2—5 мин⁻¹. Помимо своего основного назначения — предотвращения искривления роторов — ВПУ используются также и для технической диагностики проточной части**, выполнения технологических операций при монтаже и ремонтах турбин (проверки центровки валопровода и спаривания роторов, проверки зазоров в проточной части и боя роторов, установки балансировочных грузов) [4.17].

* Турбины К-500-240-1 СГПР не оборудованы.

** Визуальный осмотр проточной части с помощью специальных оптических приборов эндоскопов.

Оптимизация зазоров в уплотнениях паровых турбин

На экономичность и надежность паровых турбин существенно влияют концевые, диафрагменные и надбандажные уплотнения.

Основным назначением уплотнений в турбинах является ограничение утечек из корпуса и внутренних промежуточных перетечек пара через зазоры между вращающимися и неподвижными деталями. С этой целью зазоры между ротором и статором в уплотнениях следовало бы делать минимальными, а протяженность самих уплотнений — максимальной. В действительности в современной паровой турбине только концевые уплотнения ротора высокого давления занимают примерно половину его длины, но и при этом в них теряется до 1% располагаемой энергии [4.1, 4.4].

С учетом потерь в диафрагменных и надбандажных уплотнениях общие потери энергии в уплотнениях доходят до 2%. Уменьшение зазоров и увеличение протяженности уплотнений противоречат требованиям надежности, поскольку это повышает вероятность задеваний вращающихся элементов о неподвижные и в лучшем случае приводит к преждевременному износу уплотнений, увеличивающему потери энергии, а в худшем случае — к аварии, на длительный срок выводящей турбину из строя.

Опыт эксплуатации современных турбин показывает, что через несколько месяцев после монтажа или ремонта реальные потери в уплотнениях часто превосходят расчетные [4.1, 4.4]. Главной причиной отклонений от нормы является износ уплотнительных элементов, приводящий к прямой потере экономичности из-за увеличения протечек и к вторичным нарушениям, обусловленным появлением нерасчетных зазоров. К числу таких нарушений относятся:

присос воздуха в вакуумную систему, вызывающий потерю экономичности из-за снижения вакуума в конденсаторе и возрастания недогрева в вакуумных регенеративных подогревателях;

пропаривание в машинный зал, которое приводит к обводнению масла и нагреву опор (последнее является причиной расцентровки и вибрации, усугубляющих износ уплотнений);

опрокидывание потоков в трубопроводах подачи пара на уплотнения, приводящее при резком изменении нагрузки турбины к тепловым ударам в роторе и статорных деталях, что вызывает их термоупругое или остаточное искривление и вибрацию, усугубляющие износ уплотнений. Кроме того, отклонения от нормы возникают и по другим причинам, в частности из-за неплотности внешних и внутренних стыков и разъемов каминных коробов и их соединений с цилиндром.

Важнейшим условием предотвращения задеваний является рациональный выбор исходного значения и окружного распределения радиальных зазоров с учетом габаритных и температурных факторов. Исходное значение зазора может быть определено по следующей эмпирической формуле [4.1, 4.4], полученной в результате обобщения опыта эксплуатации турбин с безвтулочными уплотнениями:

$$\delta = \alpha t [0,04d + 10^{-5} x (l - x)] + 0,25, \quad (4.1)$$

где δ — радиальный зазор, мм; α — коэффициент, наибольший из коэффициентов расширения материалов статора или ротора турбины, $1/^\circ\text{C}$; t — максимальная абсолютная температура пара в цилиндре, К; d — диаметр уплотнения, мм; x — расстояние до ближайшей опоры ротора, мм; l — расстояние между опорами ротора турбины, мм.

Исходное значение зазора должно быть скорректировано в зависимости от конструкции (например, увеличено вдвое для жестких бандажных уплотнений). Окружное распределение зазоров должно учитывать

температурный прогиб цилиндра, подъем его на лапах, подъем уплотнений диафрагм из-за стационарной и нестационарной радиальной неравномерности температур. В большинстве случаев зазоры в нижней точке должны быть на 0,3—0,5 мм больше, чем в верхней.

Одними из условий предотвращения задеваний являются надлежащее выполнение тепловой изоляции цилиндра и исправная работа дренажей и валоповоротного устройства. Чрезвычайно важен контроль за температурной разностью между верхней и нижней образующими, которая может вызвать прогиб цилиндра, и за искривлением ротора. Полезным для предотвращения задеваний является экранирование опор. Важнейшим условием, облегчающим последствия возникших задеваний, является эластичность конструкции, определяемая значением радиальной подвижности с уплотнительных сегментов статора. Последнюю выбирают [4.1, 4.4] в соответствии с вероятными взаимными прогибами цилиндра и ротора, зависящими от их длины, по эмпирической формуле:

$$s = 7 \cdot 10^{-7} x (l - x). \quad (4.2)$$

Кроме того, для уменьшения износа уплотнительные гребни изготавливают из материалов с антифрикционными добавками или металлокерамическими. Для предотвращения прогиба вала выполняют тепловые канавки на нем, при выборе размеров которых учитывают влияние вызываемой ими концентрации напряжений на ресурс вала.

Схема концевых уплотнений, применяемая в современных турбинах СКД, показана на рис. 4.5. Для уменьшения потерь энергии используются отсосы пара от промежуточных частей уплотнений в проточную часть и в систему регенерации. Для полного запираания полости цилиндров на всех режимах предусматриваются подвод пара к уплотнениям от коллектора с небольшим избыточным регулируемым давлением, а также отсосы пара и паровоздушной смеси по обе стороны камеры подвода в находящиеся под небольшим разрежением регенеративный отбор и стальной охладитель. В последнем разрежение поддерживается специальным эжектором, в регенеративном отборе оно углубляется при уменьшении нагрузки турбины.

Устанавливаемые первоначально на турбинах СКД двухкамерные осерасидальные бандажные уплотнения (рис. 4.6, а, б) были неудачными по условиям низкочастотных (самовозбуждающихся) колебаний валопровода. При расчетном значении радиальных зазоров $\delta_r = 0,8 \div 1,0$ мм

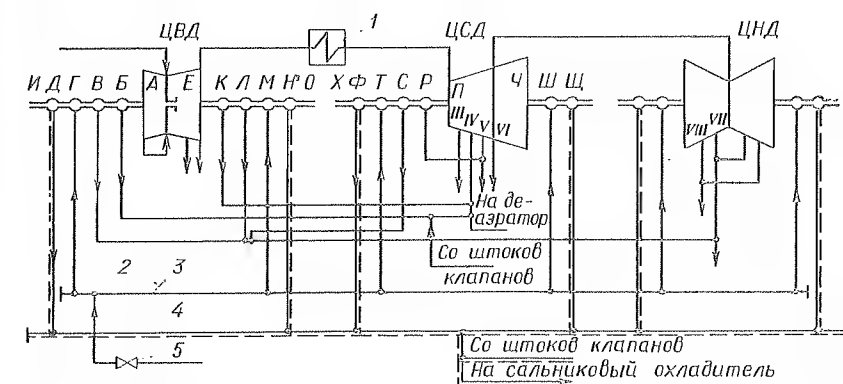


Рис. 4.5. Схема концевых уплотнений турбины К-300-240 ЛМЗ:

1 — промежуточный пароперегреватель; 2 — коллектор отсоса пара в VII регенеративный отбор; 3 — коллектор подачи пара на уплотнения; 4 — коллектор отсоса паровоздушной смеси; 5 — регулирующий клапан

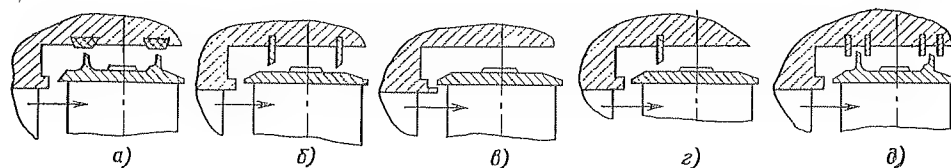


Рис. 4.6. Типы бандажных уплотнений, применяемых в ЦВД:

а — осерадиальное двухкамерное с гребнями на бандаже; б — осерадиальное двухкамерное с гребнями на статоре; в — с подбандажным гребнем; г — осерадиальное однокammerное с одиначным гребнем на входе; д — осевое

уплотнения служили источником интенсивного газодинамического возбуждения, вследствие чего в процессе нагружения турбины часто возникала недопустимо большая низкочастотная вибрация ротора высокого давления. При δ_r более 1,5 мм дестабилизирующие силы в проточной части снижались, но одновременно значительно возрастали протечки. Уменьшение осевого зазора δ_a приводило к снижению возбуждения лишь в том случае, если зазор был менее 1 мм. По указанным причинам при таких бандажных уплотнениях трудно обеспечить устойчивость ротора и получить в то же время удовлетворительную экономичность ЦВД. Поэтому НПО ЦКТИ предложено заменить двухкамерные осерадиальные уплотнения специальными конструкциями бандажных уплотнений, которые обеспечивали бы газодинамическое демпфирование или пониженный уровень газодинамического возбуждения в проточной части при уменьшенных и сохраняющих постоянство в течение длительной эксплуатации протечках.

Эффективна конструкция с подбандажным осевым гребнем (рис. 4.6, в). В ступени с таким уплотнением из-за отсутствия радиальных гребней бандажные возбуждающие силы незначительны, а венцовые действуют в сторону, противоположную вращению ротора, и поэтому демпфируют самовозбуждающиеся колебания, при этом протечки относительно невелики. Как источник газодинамического демпфирования уплотнение с подбандажным гребнем успешно применено на ряде турбин. Однако сам гребень создает трудности при сборке и опасность повреждения бандажа при деформациях корпуса турбины, из-за чего подобная конструкция может быть рекомендована лишь в особых случаях, когда другими средствами не удастся добиться устойчивой работы вала.

К этому типу относятся также бандажные уплотнения с уменьшенным газодинамическим возбуждением (по сравнению с двухкамерным осерадиальным уплотнением), например однокammerное осерадиальное уплотнение с передним радиальным гребнем (рис. 4.6, г), создающее незначительные бандажные силы при достаточном больших венцовых, и осевое уплотнение (рис. 4.6, д), не вызывающее венцовых сил, но обладающее заметными бандажными. Достоинством этого уплотнения является то, что из-за больших радиальных зазоров его гребни практически не изнашиваются в процессе эксплуатации.

Однако однокammerное осерадиальное и осевое уплотнения недостаточно экономичны (в реальных условиях осевое уплотнение по величине протечек эквивалентно двухкамерному осерадиальному с $\delta_r = 1,5$ мм). По этой причине не рекомендуется устанавливать осевое уплотнение на всех ступенях ЦВД. Наиболее целесообразно применение его на ступени среднего давления.

К уплотнениям второго типа относится обычное двухкамерное осерадиальное уплотнение (рис. 4.6, а) при малых радиальных зазорах (не более 1 мм).

Опыт показывает, что на турбинах К-300-240 уплотнения первого типа достаточно устанавливать на нескольких первых ступенях, а также на одной-двух ступенях в районе наибольшего прогиба вала. Остальные ступени должны быть снабжены бандажными уплотнениями второго типа. В этом случае средний радиальный зазор бандажных уплотнений всех ступеней ЦВД может быть уменьшен до 1 мм, причем верхний зазор рекомендуется устанавливать равным 0,5 мм, нижний — 1,5 мм. Разновеликость верхнего и нижнего зазоров имеет важное значение, так как предотвращает задевание бандажа о статорные элементы при деформации корпуса турбины и тем самым снижает опасность износа гребней.

При таком выполнении бандажных уплотнений повышение газодинамического возбуждения на ступенях, снабженных уплотнениями второго типа, с избытком компенсируется снижением возбуждения на ступенях с уплотнениями первого типа. В целом, как показывает опыт, возрастает запас устойчивости и несколько повышается КПД ЦВД.

Принудительное расхолаживание турбин

Проведение некоторых ремонтных работ, например связанных с вскрытием корпусов ЦВД и ЦСД, вскрытием подшипников, ревизией систем смазки и регулировании, возможно только после снижения температуры металла до 150 °С (верхней границы холодного состояния). Эта температура определяет возможность полного отключения валоповоротного устройства турбины, прекращения подачи масла на подшипники, а также безопасность производства ремонтных работ.

Естественное остывание турбин после останова протекает сравнительно медленно (рис. 4.7). Это обусловлено высокими параметрами пара, при которых турбина работает под нагрузкой, и значительной металлоемкостью высокотемпературных корпусов. Так, например, продолжительность остывания турбин К-300-240 и К-500-240 составляет 7–8 сут. Применение принудительного расхолаживания турбин позволяет значительно ускорить начало ремонтных работ.

В зависимости от причин, вызвавших останов блока, особенностей его тепловой и пусковой схем, а также от состояния оборудования в эксплуатационной практике используются следующие способы принудительного расхолаживания:

расхолаживание под нагрузкой при останове блока для ремонтных работ, требующих остывания турбины, или при выводе в режим промывки проточной части турбины. Этот способ применяется при всех нормальных (неаварийных) остановах в ремонт, когда состояние оборудования блока допускает работу его в рассматриваемом режиме;

расхолаживание остановленной турбины атмосферным воздухом; комбинированный способ расхолаживания, включающий расхолаживание турбины под нагрузкой на первом этапе и расхолаживание остановленной турбины воздухом на втором этапе. Последний способ требует минимальной затраты времени и является предпочтительным.

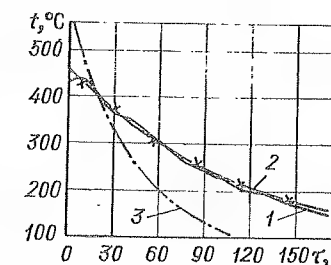


Рис. 4.7. Графики естественного остывания турбин К-300-240:

1 — ЦВД турбины ЛМЗ; 2 — ЦВД турбины ХТЗ; 3 — ЦСД турбины ХТЗ

Продолжительность расхолаживания турбины под нагрузкой определяется режимом охлаждения ЦВД. В свою очередь, основным фактором, ограничивающим скорость снижения температуры пара в проточной части ЦВД, является относительное укорочение ротора высокого давления.

Наиболее эффективным является следующий график изменения параметров свежего пара при расхолаживании:

на первом этапе при номинальном давлении свежего пара перед регулирующими клапанами производится плавное снижение его температуры до значения на $40-50^{\circ}\text{C}$ выше температуры насыщения (для СКД последняя условно принимается равной 375°C);

дальнейшее снижение температуры и давления свежего пара* производится одновременно, но так, чтобы выполнялось указанное выше соотношение между температурами свежего пара и насыщения и в то же время обеспечивалось возможное наибольшее давление пара перед регулирующими клапанами.

Расхолаживание при наибольшем (номинальном на первом этапе) давлении свежего пара позволяет упростить операции на котле и повысить надежность работы турбины в рассматриваемом режиме. При этом большую часть времени охлаждения ЦВД (снижение температуры свежего пара до $410-420^{\circ}\text{C}$ обеспечивает расхолаживание корпуса ЦВД до $300-320^{\circ}\text{C}$) котел работает по прямой схеме. Исключаются задержки в расхолаживании, связанные с частичным нагревом корпуса ЦВД, в тех случаях, когда при опережающем снижении давления свежего пара по сравнению с его температурой начинает повышаться температура в проточной части ЦВД.

В то же время расхолаживание при повышенном давлении свежего пара позволяет, в случае необходимости, использовать его снижение для регулирования относительного укорочения РВД. В тех случаях, когда относительное укорочение РВД начинает быстро приближаться к предельному, для его уменьшения прекращают снижение температуры и понижают давление свежего пара. При этом в результате уменьшения дросселирования в регулирующих клапанах температура пара, поступающего в проточную часть, начинает возрастать. Вследствие более высоких значений коэффициента теплоотдачи от пара к ротору, чем от пара к корпусу, ротор быстрее реагирует на повышение температуры и относительное укорочение РВД уменьшается.

Основными недостатками способа расхолаживания под нагрузкой являются:

ограниченная возможность снижения температуры пара, подаваемого в турбину, в результате чего ЦВД может быть охлажден до температуры не ниже $220-260^{\circ}\text{C}$;

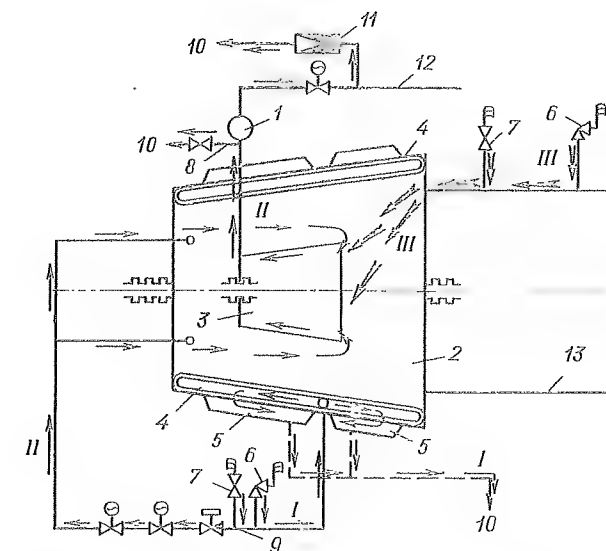
трудности в обеспечении регулирования температур пара в требуемом диапазоне, особенно сильно проявляющиеся в части регулирования температуры пара промежуточного перегрева, где, как правило, с трудом могут быть достигнуты даже температуры $320-350^{\circ}\text{C}$; в результате ЦСД расхолаживаются под нагрузкой только до $320-350^{\circ}\text{C}$.

Этих недостатков лишен способ расхолаживания остановленной турбины воздухом. Такое расхолаживание обеспечивается организацией движения воздуха через внутренние полости высокотемпературных цилиндров (ЦВД и ЦСД) под воздействием разрежения, создаваемого эжекторами вакуумной системы.

* Скользящее давление свежего пара обеспечивается дросселированием среды в тракте котла.

Рис. 4.8. Схема движения воздуха при расхолаживании ЦВД турбины:

1 — стопорный и регулирующий клапаны; 2 — наружный корпус; 3 — внутренний корпус; 4 — обвязка горизонтального разъема; 5 — коробка системы обогрева фланцев; 6 — предохранительные клапаны; 7 — линия связи с атмосферой; 8 — дренажные линии перепускных труб; 9 — коллектор системы обогрева фланцев; 10 — сброс в конденсатор; 11 — ПСБУ; 12 — главные паропроводы; 13 — паропроводы промежуточного перегрева; I, II, III — потоки воздуха



Характерными особенностями описываемой в [4.2, 4.3] технологии воздушного расхолаживания являются подача пара на концевые уплотнения всех или некоторых цилиндров на первой стадии расхолаживания и организация движения охлаждающего воздуха через систему обогрева фланцев и шпилек турбины. Охлаждающий воздух забирают из помещения турбинного цеха через специальные линии связи с атмосферой (штуцера с запорной арматурой на входных коллекторах системы обогрева фланцев и шпилек или на линиях связи межцилиндрового пространства с системой обогрева) или через принудительно открываемые предохранительные клапаны системы промперегрева (рис. 4.8).

Для охлаждения ЦВД турбины может быть организована одна из следующих схем движения атмосферного воздуха:

атмосфера — трубопроводы промперегрева — выход ЦВД — межцилиндровое пространство — система обогрева фланцев и шпилек — конденсатор — эжектор — атмосфера;

атмосфера — трубопроводы промперегрева — выход ЦВД — внутренний корпус ЦВД — перепускные трубы — ПСБУ — конденсатор (дренажи — конденсатор);

атмосфера — входной коллектор системы обогрева фланцев и шпилек — межцилиндровое пространство — внутренний корпус и т. д.

Для охлаждения ЦСД турбины применяются следующие схемы:

атмосфера — трубопроводы промперегрева — паровпуск ЦСД — проточная часть ЦСД и ЦНД — конденсатор — эжектор — атмосфера;

атмосфера — входной коллектор обогрева фланцев и шпилек — межцилиндровое пространство — проточная часть ЦСД и ЦНД и т. д.

Охлаждение фланцев и шпилек корпуса турбины осуществляют по схеме атмосфера — входной коллектор системы обогрева фланцев и шпилек — коробка системы, полости и каналы во фланце — сбросной коллектор — конденсатор и т. д.

Подача пара на концевые уплотнения турбины предотвращает поступление через них значительных расходов воздуха при наличии разрежения в проточной части цилиндров, связанных с конденсатором. Это, в свою очередь, сокращает поступление в вакуумную систему «паразитных» потоков воздуха, не участвующих в охлаждении высокотемпературных

турбинных цилиндров (через уплотнения ЦНД) и загружающих эжекторы. Предотвращается интенсивное охлаждение воздухом участков высокотемпературных роторов (РВД и РСД) в зоне концевых уплотнений, что позволяет повысить темп расхолаживания турбины. Кроме того, подача пара на концевые уплотнения высокотемпературных роторов позволяет повысить скорость остывания соответствующих цилиндров, так как пар обладает большей расхолаживающей способностью, чем воздух. Поэтому в начале процесса расхолаживания организуют подачу на уплотнения пара с возможно более высокой температурой и по мере остывания корпуса цилиндра снижают ее. При приближении температуры металла к температуре пара и отсутствии возможности дальнейшего снижения последней прекращают подачу пара на уплотнения соответствующего цилиндра.

В турбине К-500-240-2 производительность эжектора системы концевых уплотнений, отсасывающего паровоздушную смесь из крайних камер системы, при сравнительно низком разрежении, которое устанавливается в конденсаторе при воздушном расхолаживании, такова, что обеспечивает отсос всего воздуха, поступающего в камеры концевых уплотнений ЦНД из атмосферы. Это обстоятельство позволяет прекратить подачу уплотняющего пара на концевые уплотнения ЦНД, при этом давление на стороне всасывающего эжектора системы уплотнений следует поддерживать более низким, чем в конденсаторе. Прекращение подачи пара на концевые уплотнения ЦНД позволяет снизить нагрев выхлопного патрубка ЦНД.

Организация движения охлаждающего воздуха через систему обогрева фланцев и шпилек интенсифицирует расхолаживание массивных фланцевых соединений и тем самым повышает скорость остывания корпусов ЦВД и ЦСД в целом.

Рекомендуемая [4.2, 4.3] технология воздушного расхолаживания предусматривает создание на первом этапе запаса по относительным расширениям роторов. Для этого вначале организуется движение воздуха только через систему обогрева фланцев. Обеспечиваемое при этом опережающее остывание корпуса приводит к постепенному возрастанию относительного расширения ротора. Воздух во внутреннюю полость корпуса подается только при значениях относительного расширения, отличающихся от предельно допустимых не более чем на $\pm (1,0 - 1,5)$ мм. Этот запас сохраняется с учетом инерционности изменения относительных расширений ротора при расхолаживании.

Расход воздуха в корпус регулируют на последующих стадиях таким образом, чтобы расхолаживание протекало при значительных «плюсовых» значениях относительного расширения. Применение такой технологии позволяет при необходимости в любой момент прекратить подачу пара на концевые уплотнения ЦВД и ЦСД без риска получения опасных значений относительных расширений роторов. Кроме того, такая технология исключает сильное захлаживание роторов и возникновение в них чрезмерных термических напряжений.

С учетом относительного укорочения роторов турбины с двухстенными корпусами и прямоточным движением пара (конструкции ХТЗ) внутри цилиндра допускают заметно меньший темп охлаждения, чем у турбин с петлеобразным движением пара внутри цилиндра (конструкции ЛМЗ). Однако это относится только к турбинам К-300-240 и К-500-240-1 со старой (не модернизированной) системой обогрева фланцев и шпилек. Выпускаемые в настоящее время турбины ХТЗ имеют существенно улучшенную конструкцию этой системы. Характерной ее особенностью является подача греющего (охлаждающего) агента не только в короба, вдоль наружной поверхности фланцев,

но (через специальные сверления) также и в «обнизку» горизонтального разъема. Развитая поверхность контакта между охлаждающим агентом и металлом фланцев позволяет существенно ускорить остывание этого элемента и всего корпуса.

Темп принудительного расхолаживания для ЦВД турбины К-500-240-2 составляет 0,030 1/ч, для ЦВД конструкции ХТЗ, снабженных старой системой обогрева фланцев и шпилек, турбин К-300-240—0,015—0,020 1/ч, турбин К-500-240-1 — 0,013—0,014 1/ч [4.2, 4.3].

При применении комбинированного расхолаживания общая продолжительность остывания турбин составляет для К-300-240 ЛМЗ до 20—24 ч, для К-300-240 ХТЗ до 40—48 ч, для К-500-240-1 до 50—55 ч.

Продолжительность чисто воздушного расхолаживания составляет для К-300-240 ЛМЗ 28—30 ч, для К-500-240-2 36—43 ч, для К-500-240-1 65—75 ч [4.3].

Следует отметить, что до настоящего времени схемы и технология воздушного расхолаживания базируются на оборудовании турбин, спроектированных без учета особенностей этого режима. Поэтому указанные темпы расхолаживания часто далеки от оптимальных.

Накопленный опыт и результаты исследований [4.16] поставили вопрос об оснащении вновь выпускаемых турбин СКД стационарными системами принудительного расхолаживания. Системы, выполняемые с учетом особенностей конструкций турбин, смогут обеспечивать продолжительность остывания в пределах 20—28 ч [4.16].

4.2. ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ СМАЗЫВАНИЯ И АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТУРБИН

Эксплуатация систем смазывания турбин

Турбины мощностью 300, 500 и 800 МВт имеют три маслосистемы, независимые друг от друга: систему регулирования главной турбины, систему смазывания подшипников и других узлов главной турбины и турбопитательных насосных агрегатов, систему уплотнений вала гене-

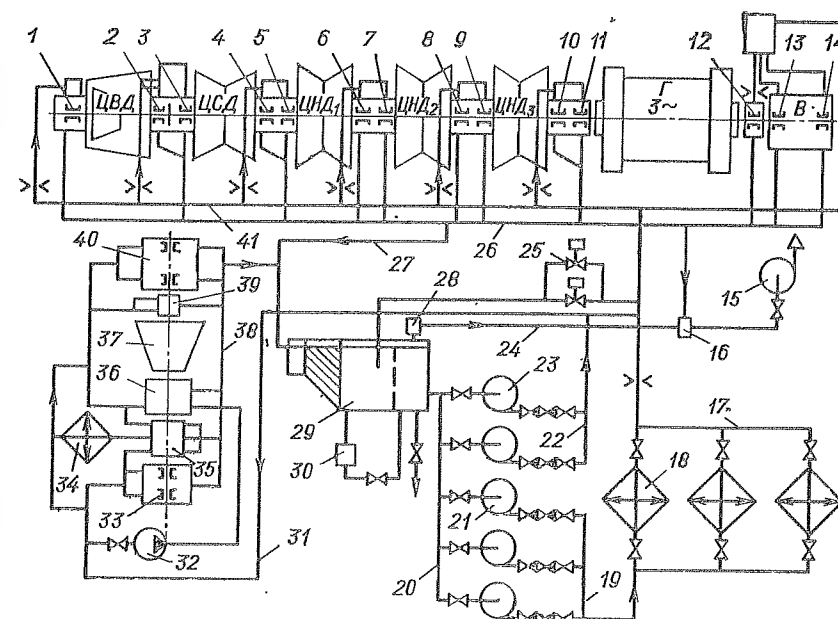


Рис. 4.9. Схема маслоснабжения турбины К-800-240-3

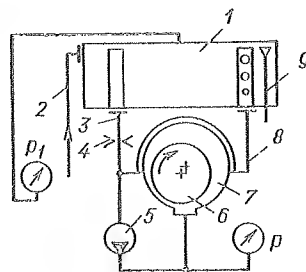


Рис. 4.10. Схема подвода масла к радиальному подшипнику турбины К-800-240-3: 1 - аварийный бачок; 2 - линия подвода масла от насосов; 3 - основной подвод масла к подшипнику; 4 - ограничительная шайба; 5 - насос гидроподъема; 6 - вал; 7 - смазочный зазор; 8 - подвод аварийного масла; 9 - воздушник

ратора. В системах регулирования турбин ЛМЗ используется огнестойкое масло «Иввиоль-3» и ОМТИ; турбин ХТЗ К-300-240-2 — конденсат, К-500-240-2 — нефтяное масло. В системах смазывания турбин обоих заводов и уплотнениях генераторов используется нефтяное масло [1.1—1.3].

Системы смазывания централизованы. Масло подается насосами из единого маслобака ко всем узлам главной турбины, генератора, возбuditеля и питательных турбонасосов, требующим смазки: к радиальным и осевым подшипникам, редукторам, ВПУ, зубчатым муфтам, масловодородным уплотнениям генератора, поршневым механизмам (золотникам и серводвигателям системы регулирования и защиты турбопитательных насосов).

Характеристика оборудования систем смазывания турбин К-500-240-2 и К-800-240-3 приведена в табл. 4.2. На рис. 4.9 для примера приведена схема маслоснабжения турбины 800 МВт.

К главному баку 29 через всасывающий коллектор 20 подключены три основных масляных насоса 21 с электроприводом переменного тока (два насоса резервные) и два аварийных масляных насоса 23 с электроприводом постоянного тока. Масло из напорного коллектора 19 поступает на кожухотрубные маслоохладители 18 (два из них постоянно работают, третий в резерве) и, пройдя коллектор 17, распределяется по трем ветвям: на подшипники главной турбины (линия 41), к узлам смазывания ТПН (линия 31), через сливные клапаны 25 по линии рециркуляции обратно в главный маслобак. Коллектор 41 питает по отдельным линиям семь аварийных бачков, к которым подключены подшипники 1—14 главной турбины. Коллектор 31 питает маслом подшипники бустерного насоса 33 и через маслоохладитель 34, редуктор 35, подшипники турбопривода 37 (с передним блоком регулирования 36 и задней опорой 39), собственно питательного насоса 40. Аварийные насосы 23 коллектором 22 подключены к напорным трубопроводам помимо маслоохладителей. Отрабатывшее масло по линиям 26, 27, 38 собирается в общий сливной маслопровод и подается в отсек грязного масла бака 29. При пуске ТПН в работу включается вспомогательный электромасляный насос 32, подсоединенный к переднему блоку регулирования 36 турбопривода 37.

В системе гидроподъема валопровода главной турбины 800 МВт применены автономные маслонасосы для каждого подшипника (рис. 4.10).

Для вентиляции маслосистемы установлены три эксгаустера 15 (один из них резервный; на схеме условно показан один), подключенных воздухопроводом 24 через бачки-маслоуловители 16 и 28 к главному баку 29 и сливному трубопроводу 26. Маслоочистительная машина 30, содержащая центрифугу, пресс-фильтр, нагреватель и вакуумный аппарат, включается для периодической частично поточной очистки грязного масла, скапливающегося в придонной части главного маслобака [1.1].

Для перераспределения потоков масла по ветвям системы на подводящих маслопроводах перед аварийными бачками подшипников обычно

Таблица 4.2. Характеристика оборудования систем смазывания турбин ЛМЗ и ХТЗ [1.1]

Наименование	Марка турбины, завод-изготовитель	
	К-800-240-3, ЛМЗ	К-500-240-2, ХТЗ
Основные маслонасосы		
Марка	12 КМ-15, центробежные, одноступенчатые, вертикальные	12 КМ-15А, центробежные, одноступенчатые, вертикальные
Подача, л/с	125	120
Давление (избыточное) в напорном патрубке, МПа (кгс/см ²)	0,3 (3)	0,34 (3,4)
Мощность электродвигателя, кВт	100	100
Частота вращения, об/мин	1460	1460
Количество, шт.	3	3
Аварийные маслонасосы		
Марка	12 КМ-20, центробежные, одноступенчатые, вертикальные	12 КМ-20А, центробежные, одноступенчатые, вертикальные
Подача, л/с	120	83,5
Давление (избыточное) в напорном патрубке, МПа (кгс/см ²)	0,18 (1,8)	0,16 (1,6)
Мощность электродвигателя, кВт	42	32
Частота вращения, об/мин	1500	1500
Количество, шт.	2	2
Пускорезервный насос для турбопитательного насоса		
Марка	РЗ-7,5	РЗ-7,5
Подача, л/с	1,4	1,4
Давление, МПа (кгс/см ²)	0,5 (5)	0,5 (5)
Мощность электродвигателя, кВт	3	3
Частота вращения, об/мин	1450	1450
Основные маслоохладители		
Марка	М-540 с наружным оребрением	МБ-190-250
Материал трубок	Латунь ЛАМШ-77	Сплав МНЖ-5-1
Поверхность охлаждения каждого аппарата, м ²	540	193,6
Расход, л/с:		
масла	91,7	69,5
воды	83,5	139
Гидравлическое сопротивление, МПа (кгс/см ²):		
по маслу	0,038 (0,38)	0,1 (1,0)
по воде	0,018 (0,18)	0,025 (0,25)
Количество, шт.	3	4
Эксгаустеры		
Тип	Ц-9-57-6, однокорпусной, горизонтальный	Ц-9-57-6, однокорпусной, горизонтальный
Производительность, м ³ /с	2,2	2,2
Напор, кПа (мм вод. ст.)	1 (100)	1 (100)
Мощность электродвигателя, кВт	3	3
Частота вращения, об/мин	1000	1000
Количество, шт.	2	2

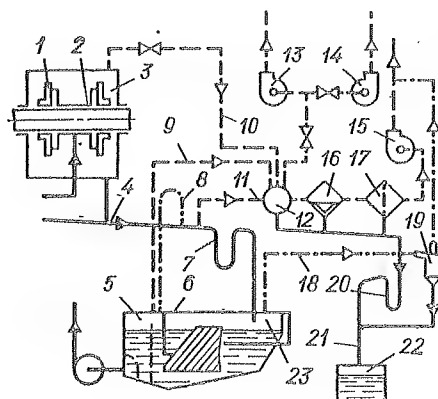


Рис. 4.11. Система вентиляции масляного тракта турбины К 800-240-3:

1 — винтоканавочные уплотнения; 2, 3 — картер радиально-осевого подшипника; 4 — сливной коллектор; 5 — чистый отсек маслобака; 6 — маслобак; 7, 8, 20 — гидрозатворы; 9-11, 18 — воздухопроводы; 12 — разделительный бачок; 13-15 — эксгаустеры; 16, 19 — циклонные маслоуловители; 17 — тканевый фильтр; 22 — емкость грязного масла; 23 — грязный отсек маслобака

устанавливаются ограничительные шайбы. Организованный слив масла уменьшает образование и выброс масляных аэрозолей из картеров подшипников, что облегчает условия работы уплотнений подшипников и сепарационных устройств в системе вентиляции масляного тракта (рис. 4.11).

Основными задачами эксплуатации систем смазывания являются обеспечение надежности подачи смазки, поддержание герметичности систем, контроль за воздухосодержанием масла, упорядочение вентиляции масляного тракта, контроль окисления и загрязнения масла.

Большие расходы масла в крупных турбинах вызвали применение центробежных насосов с электроприводами для масляных насосов (см. табл. 4.2). Это потребовало повышения надежности маслоснабжения. Одним из таких вопросов является быстрое включение резервного и аварийного насосов. Для его повышения реконструированы масляные баки. С целью интенсификации процесса воздухоудаления осуществляется постоянное удаление воздуха из всасывающих полостей масляных насосов, обеспечивается время срабатывания электрических реле и контакторов до 0,1 с, уменьшается инерционность реле падения давления смазки и релейной защиты блока.

Во время работы турбины масло подвергается аэрации, обводнению и загрязнению. Повышенное содержание воздуха в масле заметно отражается на работе масляных насосов: снижается их производительность и напор, появляются пульсации и глубокие провалы давления масла. Скопление воздуха во всасывающих трубопроводах затрудняет, а порой делает совершенно невозможным включение в работу резервных и аварийных масляных насосов. Прохождение аэрированного масла через насос сопровождается быстрым сжатием пузырьков, при этом температура их резко возрастает; выделившаяся теплота, несмотря на ничтожно малую абсолютную величину и кратковременность воздействия, существенно катализирует процесс окисления масла [1.2, 1.16]. Пройдя насос, сжатые пузырьки растворяются, а содержащиеся в воздухе примеси (пыль, зола, цемент, водяной пар) переходят в масло, загрязняют и обводняют его. Учитывая эти затруднения, на всех турбинах для деаэрации масла в маслобаках установлены пакеты наклонных перегородок той или иной разновидности. Этим содержание воздуха перед масляными насосами снижается до величины, в 10—20 раз меньших, чем в баках исходных конструкций [1.2]. Повышается надежность работы систем смазывания. Исчезает необходимость ручного подрегулирования давления смазки напорной задвижкой при изменениях режима работы блока.

Малая инерционность электронасосов и возможность отключения питания их энергией ставят надежность турбины в зависимость от автоматов пуска электронасосов. Поэтому появилась необходимость дополнить системы смазывания устройствами аварийного маслоснабжения, которые позволили бы безаварийно останавливать турбины в случае отключения шин собственных нужд и невключения аварийных электронасосов. Такие устройства имеют важное значение также с учетом пожаробезопасности, поскольку можно путем остановки электромасляного насоса прекратить пожар в случае загорания масла в системе смазывания. Возможность безаварийного останова турбины без снабжения подшипников маслом из центральной системы исключает также повреждение из-за нарушения маслопроводов или арматуры.

Для аварийного маслоснабжения каждого подшипника использованы на турбинах ЛМЗ небольшие емкости масла, размещенные в крышках корпусов подшипников, на турбинах ХТЗ — напорные бачки с резервным маслом и трубопроводами подвода и отвода масла к подшипникам. Каждый резервный объем при работе любого масляного насоса системы смазывания заполняется маслом от насоса. Слив масла из резервного объема начинается при падении давления в зазоре верхней половины вкладыша, которое может быть вызвано прекращением или резким уменьшением подачи масла из системы. Включение в работу достигается без всяких средств автоматики и осуществляется по принципу сообщающихся сосудов. При выбеге ротора турбины работа сил трения и выделение теплоты в подшипниках уменьшаются пропорционально снижению частоты вращения. Поэтому опорожнение резервного объема масла происходит соответственно кривой выбега [1.1, 1.2, 1.16].

Упорные подшипники турбины в отличие от опорных во время выбега воспринимают переменную нагрузку. В блочных установках с промежуточным перегревом пара нагрузка в первые секунды после отключения турбины может быть значительной. Для обеспечения безаварийной работы нагруженного упорного подшипника необходимо в начале выбега, когда скорость вращения еще велика, внутреннюю полость рабочей стороны подшипника удерживать заполненной маслом. Для этого в подшипник из резервного объема должно поступать масла не меньше, чем вытекает из него.

На многих электростанциях велики еще потери турбинного масла. Значительное количество циркуляционных и сточных вод загрязняется маслом, которое попадает через неплотности в маслоохладителях. Содержание масла в воде, прошедшей через маслоохладители, иногда увеличивается на 20—80 мг/л при исходном содержании нефтепродуктов в воде 1—5 мг/л [1.2].

Опыт эксплуатации теплообменных аппаратов показывает, что на кожухотрубных маслоохладителях наблюдается интенсивная коррозия трубок, нарушение вальцовочных соединений, разрушение трубок (трещины, свищи, обрывы).

В большинстве случаев коррозионная стойкость материала трубок маслоохладителей не соответствует качеству охлаждающей воды на данной ТЭС. Много дефектов имеют охладители с трубками из латуни Л-68. Поэтому на электростанциях ведется модернизация ранее установленных маслоохладителей с применением трубных пучков из других материалов (сплавы ЛО 70-1, МНЖМц-5-1-0,8, нержавеющая сталь Х18Н12М2Т и др.). Кроме установки трубок из стойких к минерализованной воде материалов производится обязательное применение полимерных герметизирующих покрытий трубных досок (например, на основе эпоксидных компаундов, которые обладают хорошей адгезией к металлу, долговечны, предохраняют металл от коррозии). Тенден-

ция к использованию в маслоохладителях медно-никелевых сплавов, нержавеющей стали и даже титана наблюдается и за рубежом, в частности в США.

Для предотвращения «зальповых» выбросов больших количеств масла, возможных при аварийных разрушениях трубной системы маслоохладителей, эксплуатируемых по нормальной схеме (давление масла выше давления воды), устанавливают непосредственно в сливных водоводах после охладителей локальные многоярусные аппараты маслоглубинного отстаивания (ММО). Эти аппараты играют роль второй ступени защиты водоемов от загрязнения их маслом (первая ступень защиты — герметичные пучки собственно маслоохладителей). В локальных ММО предусматривается возможность утилизации уловленного масла, а также аварийная сигнализация о нарушении нормальной работы масляной системы. В настоящее время внедряются на многих ТЭС локальные и даже общестанционные многоярусные нефтеловушки различных типов и размеров.

В качестве третьей ступени защиты стали выделять из общей схемы циркуляционного водоснабжения самостоятельный контур охлаждающей воды для маслоохладителей турбин и подшипников вспомогательных механизмов (например, Конаковская ГРЭС). В таких схемах с небольшой отдельной градирней или водо-водяным теплообменником в первом маслосодержащем (замкнутом) контуре поддерживается давление воды ниже, чем давление масла в маслоохладителях; во втором же разомкнутом водо-водяном контуре давление охлаждающей воды поддерживается выше, чем давление воды в первом контуре. Поэтому замасленные воды не могут попасть в общий поток охлаждающей воды на ТЭС.

Другим путем кардинального решения проблемы является повышение давления воды в трубном пучке маслоохладителей выше давления масла. Однако и в этом случае главным остается требование о повышенной плотности собственно маслоохладителей, изготовленных из коррозионно-устойчивых материалов. Совершенно недопустимо систематическое обильное обводнение масла, приводящее к резкому ухудшению его эксплуатационных свойств (преждевременное окисление, коррозионная агрессивность, ухудшение смазывающей способности при граничном трении и др.).

Масляные системы с охладителями, работающими при повышенном давлении воды, оснащаются приборами для эксплуатационного непрерывного контроля за содержанием диспергированной воды в масле. В настоящее время в промышленной эксплуатации находится ряд турбин мощностью 300 и 800 МВт, в маслоохладителях которых поддерживается давление воды выше давления масла.

Недостаточная вентиляция систем смазывания приводит к ряду нежелательных явлений: коррозии металла, особенно в условиях влажной атмосферы, выбросу вспененного масла по валу через маслоотбойные уплотнения, образованию взрывоопасной смеси водорода с кислородом. Интенсивная вентиляция систем смазывания также вредна, так как повышенные расходы воздуха через систему загрязняют и увлажняют масло; глубокие разрежения способствуют испарению легких фракций масла, что при плохой работе сепарационных устройств приводит к увеличенным потерям масла [1.2].

Для повышения герметичности картеров подшипников необходимо оптимизировать отсосы масляных паров и газов. При оптимальном разрежении 200—400 Па (20—40 мм вод. ст.) до минимума сводится возможность попадания в картер водяного пара и загрязненного воздуха из машинного зала. В то же время обеспечивается достаточный запас на случай возможного уменьшения разрежения при изменении режима работы турбины. На практике проверены мероприятия, направленные на повышение плотности картеров подшипников: индивидуальные отсосы масляных паров, установка гидрозатворов на сливных маслопроводах, уменьшение аэрации масла, применение винтоканавочных уплотнений и др. (рис. 4.11).

Согласно директивным материалам Минэнерго СССР содержание воздуха в масле на выходе из бака не должно превышать 1%. Для эксплуатационного контроля за средним воздухомсодержанием масла в чистом отсеке бака обычно используют аэрометр (рис. 4.12).

Прибор работает по принципу гидростатического взвешивания столбов аэрированного и чистого масла и состоит из стеклянного U-образного дифманометра 1, двух открытых сверху стаканов 2 и колонны 3, залитых чистым маслом и помещенных внутри бака вблизи места отвода масла к насосам. Дифманометр заливается несмешивающейся с маслом рабочей жидкостью (например, водой или глицерином) и подключается к точкам отбора гидростатического давления импульсными линиями с клапанами 4—6 [1.1].

При открытых клапанах 4 и 5 (клапан 6 закрыт) равновесие столбов масла и рабочей жидкости в дифманометре достигается при следующем условии:

$$\rho_2 \cdot h + \rho_2 H = \rho^* h + \rho H, \quad (4.3)$$

где $\rho^* \approx (1-\varphi)\rho_1$ — плотность аэрированного масла в баке при температуре t_1 ; φ — среднее объемное воздухомсодержание масла; ρ_1 — плотность масла (без воздуха) в баке при температуре t_1 ; ρ , ρ_2 — плотности рабочей жидкости и масла в дифманометре при температуре окружающей среды t_2 ; h — база прибора; H — перепад уровней рабочей жидкости в дифманометре.

Из уравнения (4.3) определяется искомое значение φ :

$$\varphi = \frac{H}{h} \left(\frac{\rho - \rho_2}{\rho_1} \right) - \frac{\rho_2 - \rho_1}{\rho_1}, \quad (4.4)$$

которое при известных h , ρ , ρ_1 и ρ_2 однозначно оценивается перепадом уровней H [1.1].

Для облегчения пользования прибором разработана специальная номограмма, позволяющая по известным температурам масла в баке t_1 , в дифманометре t_2 и измеренной разности перепадов быстро оценить значение φ .

Проблема ликвидации пожароопасности систем смазывания актуальна из-за большой емкости систем (40—50 м³), большой разветвленности (12—14 подшипников главной турбины, питательные насосы с турбо- и электроприводами, гидромуфтами), что при давлении 0,12—0,17 МПа (1,2—1,7 кгс/см²) делает возможным попадание масла на горячие детали турбины при неполадках в маслопроводах или узлах, а

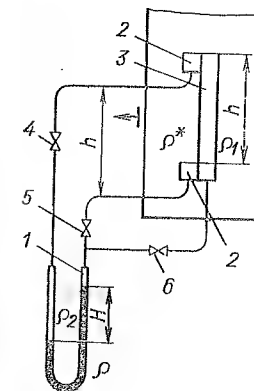


Рис. 4.12. Схема прибора-аэрометра для замера воздухомсодержания масла

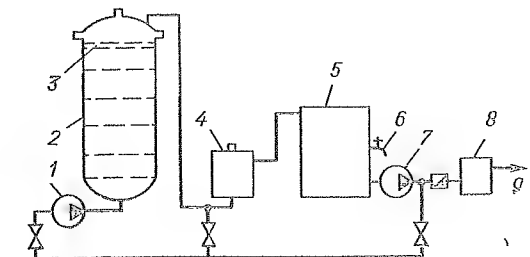


Рис. 4.13. Схема установки для регенерации огнестойкого масла: 1, 7 — насосы; 2 — адсорбер; 3, 8 — фильтры грубой и тонкой очистки; 4 — ватный фильтр; 5 — промежуточная емкость; 6 — пробоборборник; 9 — емкость

также выбросы горячего масла на токопроводящие устройства и кабели. Разработанное ВТИ нетоксичное огнестойкое синтетическое масло ОМТИ по ряду эксплуатационных показателей, таких, как термоокислительная стабильность, антикоррозионные и смазывающие свойства, значительно превосходит нефтяное турбинное масло. В то же время, обладая температурой самовоспламенения выше 700°С, масло полностью исключает возможность возникновения пожаров.

Для восстановления свойств огнестойкого масла ОМТИ разработан способ его регенерации (рис. 4.13), заключающийся в том, что регенерируемое масло пропускается через парный адсорбент (бентонит — силикагель) при комнатной температуре с последующим фильтрованием до полного удаления механических примесей [1.1].

Во избежание малейших потерь дорогостоящего масла ОМТИ на ряде электростанций внедрен ряд мероприятий: повышено давление воды в маслоохладителях, исключены высоконапорные автономные маслоохладители из системы уплотнений вала генератора, установлены винтоканавочные уплотнения картеров подшипников, организована утилизация масляных паров в системе вентиляции.

В результате ежемесячные безвозвратные потери ОМТИ стали составлять 500—600 л, что в 5—10 раз меньше, чем до внедрения указанных мероприятий. Следует, однако, указать, что из-за негерметичности трубной системы маслоохладителей нередко происходит обводнение ОМТИ. Во избежание этого целесообразно применять маслоохладители, трубные пучки которых изготовлены из более стойких материалов.

Успешная эксплуатация огнестойкого масла ОМТИ в системе смазывания ряда турбин подтвердила целесообразность его широкого использования. При этом следует иметь в виду, что хотя стоимость масла ОМТИ выше, чем нефтяных масел, однако она мала по сравнению с общими капиталовложениями, а эффект от применения ОМТИ следует оценивать по тем потерям, к которым может привести возникновение пожара.

Эксплуатационные задачи, возникающие при использовании масла ОМТИ, связаны с трудностью поддержания высокой чистоты из-за больших плотности и растворяющей способности, воздуховыделением и пенообразованием. Масло ОМТИ сильнее изменяет свою вязкость с изменением температуры, и это необходимо учитывать при разработке режимов работы систем смазывания, которые приведены в «Инструкции по приемке, хранению и эксплуатации огнестойких турбинных масел».

Наиболее полно свойства масла ОМТИ учтены при разработке систем смазывания турбин К-800-240-3. В конструкции масляного бака применены воздухоохладители. Давление воды в маслоохладителях несколько выше давления масла, омываемые ОМТИ поверхности не окрашены, узлы автоматики защищены от воздействия огнестойкого масла, провода имеют изоляцию из фторопласта [1.1].

В системах смазывания турбин используются нефтяные турбинные масла: Т-22 (ГОСТ 32-53), Ткп-22 с комбинацией присадок (ТУ 38-1-01-100-71), Тп-22х с пассивирующей присадкой хринизарина (ТУ 6-14-171-75), ТСП-22 (МРТУ 12Н-18-63), Тп-22 (ГОСТ 9972-74), Тп-22СУ (ТУ 38.101821-80), а также огнестойкое синтетическое масло ОМТИ.

В базовые нефтяные масла в процессе заводского производства для улучшения их антиокислительных, противокоррозионных и деэмульгирующих свойств вводятся композиционные присадки, удлиняющие срок их службы.

Обязательным условием нормальной эксплуатации является использование в системе смазывания проектной марки масла, соответствующей техническим условиям на турбину. Согласно ПТЭ [1.15] масло, подаваемое в масляный бак, должно иметь кислотное число не выше 0,5 мг КОН, и в нем полностью должны отсутствовать вода и шлам. Перед за-

ливкой масла производят очистку системы смазывания (без ее разборки) в соответствии с «Инструкцией по очистке маслосистем турбин гидродинамическим способом» (СЦНТИ ОРГРЭС, 1973). Применение фосфатно-нитритного способа очистки запрещается. Использование фосфатно-нитритного способа разрешается в соответствии с рекомендациями (Информационное сообщение № Э-23/68. Фосфатно-нитритный способ очистки масляных систем паровых турбин. СЦНТИ ОРГРЭС, 1968).

Не рекомендуется менять масла и очищать систему смазывания, если они находятся в удовлетворительном состоянии (нет шлама). Заливку масла и его прокачку производят с подключением в систему циркуляции центрифуги и фильтр-пресса (например, маслоочистительной машины ПСМ1-3000). После достижения прозрачности масла центрифугу отключают.

Масло в условиях эксплуатации постоянно подвергается распыливанию, нагреву до высокой температуры, аэрации, обводнению, загрязнению и др. Это приводит к старению масла, т. е. постепенному изменению его физико-химических свойств: увеличению вязкости, кислотности, коррозионной агрессивности, вспениванию, осадкообразованию и др. Так, обводнение масла вызывает быстрое его окисление, шламообразование, коррозию деталей, снижение эффективности действия антиокислительных присадок.

Контроль за деэмульгирующей способностью масла ведется путем наблюдения за его состоянием непосредственно в рабочих условиях по содержанию воды в пробах масла. Повышенное содержание воды в циркулирующем масле и плохой ее отстой в масляном баке свидетельствуют об ухудшении деэмульгирующей способности масла, вызванном израсходованием присадки дипроксамина. В этом случае дополнительно вводят указанную присадку. Ввод присадки осуществляют в соответствии с «Инструкцией по вводу композиций присадок в свежие и эксплуатационные турбинные масла» (СЦНТИ ОРГРЭС, 1971 г.).

Вследствие ухудшения эксплуатационных качеств масло со временем становится непригодным для эксплуатации. В этом случае масло заменяют свежим. Для восстановления качественных показателей бывших в эксплуатации масел на электростанциях применяются различные способы регенерации, которые описаны в [4.4].

В процессе эксплуатации маслосистемы турбоагрегатов загрязняются шламообразованиями, а также продуктами коррозии и износа трущихся элементов. Основным источником загрязнения являются сливные трубопроводы, так как их сечение заполнено маслом не полностью, а наличие в системе воздуха и водяных паров вызывает интенсивную коррозию неомываемых маслом внутренних поверхностей. Загрязненность маслосистемы является причиной порчи масла, преждевременного износа подшипников, отказов систем регулирования. Поэтому в период капитальных ремонтов маслосистемы турбин, как правило, подвергают очистке.

Наибольшее распространение на электростанциях получил способ очистки маслосистем прокачкой маслом с повышенными (в 2—3 раза) против рабочих скоростями потоков (гидродинамический способ). Указанные скорости обеспечивают турбулентный характер течения потока. Турбинное масло, нагретое до 70°С, обладает хорошими моющими свойствами при условии возбуждения в потоке интенсивных турбулентных пульсаций. Создание необходимых скоростей обеспечивается разделением маслосистемы на отдельные контуры, а также заменой рабочих электродвигателей штатных насосных агрегатов на элект-

родвигатели, у которых частота вращения вала в 1,5 раза выше рабочей. Более эффективным является гидроимпульсный способ, когда прокачка масла осуществляется в пульсирующем режиме и при этом отпадает необходимость замены электродвигателей маслососов, сокращается объем разборок (количество контуров), так как положительный эффект достигается главным образом за счет мгновенного изменения скорости потока и возникновения упругих волн на омываемой маслом поверхности. Пульсации в потоках создаются устанавливаемыми в маслосистеме на время прокачки масла пульсаторами — генераторами пульсаций [4.18].

Способ очистки пульсирующими потоками сохраняет принцип преемственности, развивает основные положения известного гидродинамического способа. Создание управляемых пульсаций давления в потоках является принципиально новым решением, позволяющим улучшить качество очистки маслосистемы при одновременном сокращении необходимого для этого времени.

Надежная эксплуатация системы смазывания обеспечивается постоянным наблюдением за ее работой, периодической проверкой блокировок по включению резервного и аварийных масляных насосов, регулярной регистрацией параметров масляной системы и анализом полученных данных. Схемы подключения реле давления масла в системах смазывания позволяют производить опробование их при работающей турбине, не снижая давления масла на смазку подшипников.

При работе турбины контролируют: уровень масла в маслобаке (в случае понижения уровня производят доливку масла или принимаются меры согласно указаниям в табл. 4.3); разность уровней соседними (грязным и чистым) отсеками масляного бака, которая должна быть не более 100—150 мм (является показателем чистоты фильтрующих сеток);

давление масла перед подшипниками и слив из них (при уменьшении слива масла и повышении температуры на сливе необходимо поднять давление масла включением резервного насоса);

температуру масла, которая должна быть после маслоохладителей в пределах 40—45°С, на сливе из подшипников не более 65°С (при этом максимально допустимая температура баббита вкладышей опорных и колодок упорного подшипников должна быть не более 90°С, нормальный перепад температур масла на подшипниках — 15°С);

наличие перелива масла из аварийных бачков подшипников (при его отсутствии хотя бы из одного бачка производится останов турбины);

оптимальную вентиляцию узлов системы смазывания, которая обеспечивается при разрежении 200—400 Па (20—40 мм вод. ст.) вверху масляного бака;

отсутствие протечек масла и попадания его в охлаждающую систему; качество масла в соответствии с нормами ПТЭ [1.15].

Пригодность масла для дальнейшей эксплуатации определяется его физико-химическими свойствами: чистотой, количеством влаги, плотностью, кислотным числом, температурой вспышки и др. Для этого ведется периодический визуальный и лабораторный контроль за качеством масла и принимаются меры по восстановлению его свойств имеющимися средствами очистки от примесей и влаги (фильтр-пресса, центрифуги, адсорберы), наладкой режимов работы оборудования, влияющего на качество масла (уплотнений турбины, маслоохладителей, фильтров), удалением отстоя из маслобака и доливкой чистого масла, введением в систему присадок, замедляющих старение масла.

Таблица 4.3. Нарушения в работе систем смазывания турбин [2.6]

Нарушение	Причина	Способ устранения
Понижение (повышение) уровня масла в маслобаке	Неправильная работа указателей уровня	Устранить неисправность
	Утечка (обводнение) масла	Отключить дефектный маслоохладитель (слить отстой)
Понижение давления масла в системе смазывания	Плохая работа маслососа	Включить резервный насос
	Неисправность сливного клапана	Отрегулировать клапан
	Неправильное положение арматуры	Установить арматуру в требуемое положение
	Повреждение маслопровода	Устранить повреждение
Повышение температуры масла после маслоохладителей	Загрязнение маслоохладителей или фильтров циркуляционного водовода	Очистить маслоохладители или фильтры
	Потеря сифона на сливе охлаждающей воды	Поднять давление охлаждающей воды, восстановить сифон
Обводнение масла	Неправильный режим работы концевых уплотнений турбины	Увеличить отсос пара из уплотнений, уменьшить подачу пара на вакуумные уплотнения
	Повышенное разрежение в корпусах подшипников	Установить нормальное разрежение в маслосистеме
	Разуплотнение трубной системы маслоохладителей	Отключить поврежденный маслоохладитель
Повышение температуры масла на сливе из подшипников	Недостаточное количество охлаждающей воды на маслоохладители	Увеличить расход охлаждающей воды на маслоохладители
	Недостаточное количество масла на подшипники	Увеличить расход масла
	Повышенная вибрация подшипников	Устранить вибрацию
	Снижение качества масла	Провести химический анализ пробы масла из бака
	Изменение нагрузки на подшипники вследствие расцентровки валопровода, просадки фундамента и др.	Устранить неисправность
	Повреждение самого подшипника	Остановить турбину

Нарушение	Причина	Способ устранения
Выбивание масла и масляных газов по валу из подшипников	Заполнение сливного маслопровода маслом по всему сечению	Устранить воздушные пробки на сливе, установить ограничительную шайбу на входе в подшипник
Отсутствие перелива масла из аварийного напорного бачка	Недостаточное поступление масла в бачок	Увеличить диаметр шайбы на подводе масла в бачок
	Увеличенная торцевая утечка масла в подшипниках	Довести зазоры в подшипниках до плюсовых норм

Возможные нарушения в работе систем смазывания турбин, их причины и способы устранения приведены в табл. 4.3.

Эксплуатация систем автоматического регулирования и защит

Системы автоматического регулирования и защит (САРЗ), выпускаемых ЛМЗ и ХТЗ турбин СКД в значительной степени унифицированы. Эти системы выполняются электрогидравлическими и структурно состоят из электрической и гидравлической частей, работа которых взаимосвязана (рис. 4.14). В гидравлической части САРЗ турбин ЛМЗ в качестве рабочего тела применено огнестойкое синтетическое масло («Ивньюль-3» или ОМТИ), турбин ХТЗ — конденсат.

В системах регулирования применяются механический и электрический датчики частоты вращения, электрические датчики активной мощности генератора, датчики давления свежего пара и пара промежуточного перегрева. Исполнительными элементами САРЗ служат гидравлические сервомоторы регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД. Передача воздействий на исполнительные механизмы осуществляется через электрические и гидравлические усилители, причем для передачи воздействий от электрической части САР на гидравлическую имеются два входа: быстродействующий — электрогидравлический преобразователь (ЭГП) и относительно медленнодействующий — механизм управления турбиной (МУТ). В составе электрической части САР имеются блоки удержания турбины на холостом ходу (дифференциатор и релейная форсировка), корректоры для улучшения динамических характеристик регулирования разгрузки турбины по давлению свежего пара для быстродействующего ограничения мощности. Предусматривается также блок регулирования мощности, предназначенный для реализации с высокой точностью статической характеристики САР (частота вращения — мощность) и для управления нагрузкой турбины при переходных режимах.

Гидравлическая часть системы регулирования осуществляет открытие регулирующих клапанов турбины в заданной последовательности и с заданными характеристиками. Перемещение регулирующих клапанов осуществляется по сумме ряда воздействий, большинство из которых формируется в электрической части. В гидравлической части имеется механический датчик — регулятор скорости (РС), выполненный на турбинах ЛМЗ в виде всережнего центростремительного бесшарнирного регулятора РС-3000, а на турбинах ХТЗ — в виде двухступенчатого центростремительного импульсного насоса (импеллера). Датчики скорости вращения ротора имеют малую нечувствительность и примерно линейную характеристику вблизи номинальной частоты вращения ротора. Наличие механического датчика скорости позволяет сохранить высокую надежность противо-

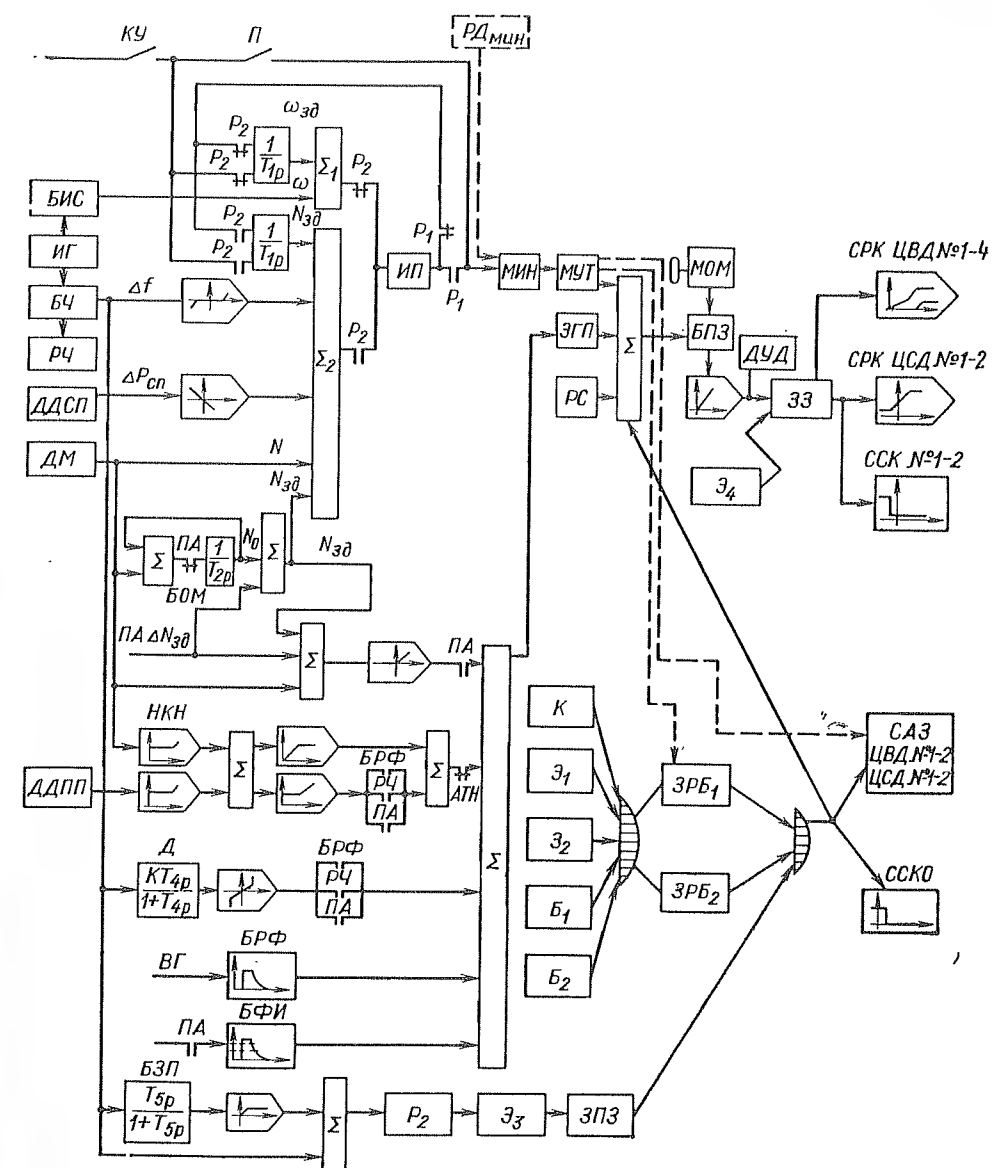


Рис. 4.14. Блок-схема системы регулирования турбины К-800-240-3 ЛМЗ [1.1]:

БИС — блок измерения скорости; **ИГ** — индукторный тахогенератор; **БЧ** — блок частоты; **РЧ** — реле частоты; **ДДСП** — датчик давления свежего пара; **ДМ** — датчик мощности; **ДДПП** — датчик давления в линии промежуточного перегрева; **КУ** — ключ команд «увашить» — «прибавить»; **П** — переключатель выбора режима управления; **БОМ** — быстродействующий ограничитель мощности; **НКН** — блок начальной коррекции неравномерности; **Д** — дифференциатор; **БРФ** — блок релейной форсировки; **БФИ** — блок формирования импульсов; **ПА** — противоаварийная автоматика; **БЭП** — блок предварительной защиты; **АТН** — реле, сигнализирующее о повреждении цепей к датчику мощности; **ВГ** — воздушный выключатель генератора; **МЭУ** — механизм управления турбины; **ЭГП** — электрогидравлический преобразователь; **ИП** — импульсный преобразователь; **РС** — регулятор скорости; **К** — кнопка отключения турбины; **Э** — электромагнитные выключатели; **Б** — бойки предварительной защиты; **ЗРБ** — золотник регулятора безопасности; **Р** — реле; **ЗПЗ** — золотник предварительной защиты; **МОМ** — медленно действующий ограничитель мощности; **БПЗ** — «букаса промежуточного золотника»; **ДУД** — датчик управляющего давления; **ЗЗ** — золотник электромагнитного выключателя; **ССКО** — серводвигатели стопорных клапанов отборов; **СРК** — серводвигатели регулирующих клапанов; **ССК** — серводвигатели сбросных клапанов; **САЗ** — серводвигатели автоматических затворов; **Σ** — сумматоры; **Т** — постоянные времени; **Р** — оператор Лапласа; **N_{зд}** — заданная мощность; **ω_{зд}** — заданная угловая скорость; **РД** — регулятор давления

разгонной защиты турбин даже в условиях временной работы без электрической части системы регулирования (ЭЧСР), правда, с несколько ухудшенными статическими и динамическими характеристиками регулирования скорости. Применение ЭЧСР позволяет получить требуемые динамические характеристики САР, упростить гидравлическую часть системы регулирования, осуществить противоаварийное регулирование энергосистем путем импульсной разгрузки турбин и точного быстрого ограничения их мощности в послеаварийном режиме.

Согласно ПТЭ системы автоматического регулирования и защиты должны обеспечивать устойчивое поддержание в пределах неравномерности частоты вращения, плавное ее изменение на холостом ходу и при синхронизации, поддержание заданной мощности турбогенератора вручную или от регулятора, минимальное динамическое повышение частоты вращения ротора и перевод турбины на холостой ход при отключении турбогенератора от электрической сети, изменение мощности турбогенератора по сигналам от системной автоматики, экстренный останов турбины путем закрытия стопорных и регулирующих клапанов в аварийных ситуациях (дистанционно или непосредственно на турбине) [1.15].

Характеристика систем регулирования турбин

Общая неравномерность поддержания частоты вращения, %	4,5±0,5
Местная неравномерность, %	2,5—10
Нечувствительность по изменению частоты вращения, %	0,2—0,3
Нечувствительность по входному электрическому сигналу, %	3
Динамическое увеличение частоты вращения при полном сбросе нагрузки, %	8
Частота вращения, при которой срабатывает автомат безопасности, %:	
для золотниковой защиты	108—109
для беззолотниковой защиты	110—112
Динамическое увеличение частоты вращения после срабатывания автомата безопасности, %:	
для золотниковой защиты	11
для беззолотниковой защиты	8
Время закрытия, с, не более:	
стопорного клапана давления:	
высокого	0,4
среднего	0,6
регулирующих клапанов давления:	
высокого	0,65
среднего	0,35

Наладка САРЗ для нормальной работы турбин ЛМЗ и ХТЗ невозможна без соблюдения проектных зависимостей между перемещениями элементов, изменениями давлений в линиях и т. д. В то же время в системах с развитыми гидравлическими связями и разветвленными трубопроводами на эти зависимости оказывают существенное влияние протечки через механизмы (неодинаковые вследствие отклонений размеров деталей в пределах допусков при изготовлении, износа деталей в процессе эксплуатации), сопротивление трубопроводов (различное из-за особенностей трассировки трубопроводов на конкретных турбинах), уровень заводдушенности системы и т. п. Поэтому окончательная наладка и испытания САРЗ проводятся после монтажа и капитальных ремонтов, и далее ее работа контролируется по мере износа или после замены деталей. Для этого системы регулирования снабжены специальными настроечными органами: шайбами, дросселями, приспособлениями для изменения натяга пружин и т. п., позволяющими проверять характеристики регулирования и в короткое время приводить их в соответствие с проектными.

Наладку и статические испытания обычно проводят в следующей последовательности: проверка взаимодействия элементов, настройка отдельных элементов и узлов, настройка систем защиты, настройка движения сервомоторов регулирующих клапанов, статические испытания на холостом ходу и под нагрузкой.

Перед настройкой САРЗ после монтажа или капитальных ремонтов выполняют промывку трубопроводов согласно [1.10]. По окончании промывки производят сборку механизмов регулирования, установку исходных дроссельных шайб и настроечных дросселей в положения, задаваемые инструкцией или известные по формуляру настройки после ремонтов. До подачи рабочей жидкости проверяют работу приводных механизмов САР. Затем устанавливают в предпусковое положение ее золотники и командные органы, что предотвращает внезапное произвольное открытие клапанов турбины или срабатывание защит при поступлении рабочей жидкости в систему регулирования. Далее проверяют взаимодействие элементов САРЗ при воздействии на органы управления и защиты. При этом устанавливают порядок движения сервомоторов, неравномерность, перестановочные силы, действующие на золотники, достаточность запасов ходов сервомоторов на закрытие, быстродействие, правильность функционирования защиты и регистрируют необходимые параметры системы регулирования. Ряд механизмов налаживают без взаимодействия с другими элементами (регулятор скорости, ЭГП и др.). Беззолотниковые системы защит обычно не требуют специальной настройки. Однако в связи с возможными различиями в конкретном исполнении трубопроводов, связывающих ее элементы (диаметр, длина, радиусы гибов и т. д.), может возникнуть необходимость в корректировке диаметров шайб.

При проверке работы защиты контролируют перемещения клапанов и запасы перестановочных сил. Работа собственно защитных устройств характеризуется уровнем давлений, устанавливаемых в линиях защиты и управления после выбивания любого из защитных устройств при отсутствии сливов рабочей жидкости из линий защиты через выключатели сервомоторов. Подобный режим достигается перекрытием подводов силового давления к выключателям воздействием на расхаживающие устройства. Запасы перестановочных сил на взведение определяют по минимальным давлениям, устанавливаемым в линиях защиты после открытия клапанов. Снижение давления при настройке осуществляют уменьшением подпитки линии пониженного давления или специальными дополнительными сливами из линий защит.

При отладке сервомоторов регулирующих клапанов производят настройку линий обратных связей главных сервомоторов, относительных перемещений главных сервомоторов и регулятора скорости, относительных перемещений главных сервомоторов и сервомоторов клапанов среднего давления.

В связи с тем, что при перемещении сервомоторов давление в линии пониженного давления изменяется, настройка линий обратных связей производится по относительному изменению давления. При отклонениях от проектной настройки уменьшаются чувствительность и быстродействие регулирования, возможно появление автоколебаний (прежде всего в режиме поддержания холостого хода турбины). Незначительное нарушение настройки линий обратной связи в процессе эксплуатации возможно в результате размыва или заноса проходных сечений (особенно зазоров между золотниками и буксами), а также в результате смещения для компенсации износа рабочих кромок отсечных золотников и уплотнений сервомоторов. Нарушение настройки проявляется в непараллельном движении главных сервомоторов. Настройка относительных перемещений главных сервомоторов и регулятора скорости производится изменением расходов через линию усиления, а движения сервомоторов клапанов среднего давления — изменением расходов через линии их обратных связей. При этом главные сервомоторы и сервомоторы клапанов среднего давления должны перемещаться параллельно. Если последние перемещаются меньше главных, то увеличивают (при большем перемещении — уменьшают) расход через линию обратной связи.

Испытания САРЗ проводят после окончания наладочных и настроечных работ. Целью испытаний является окончательная проверка соответствия всех ее показателей (статических и динамических) требованиям ПТЭ и техническим условиям на поставку турбины [1.15]. Важнейшими условиями успешного проведения испытаний, так же как и при наладке, являются строгое соблюдение заводских инструкций и правильное за-

полнение всех паспортов и формуляров. Порядок и последовательность ведения испытаний оговорены в инструкциях [4.5, 4.6].

Испытания проводятся в два этапа — на остановленной и работающей турбине. Испытаниям на остановленной турбине прежде всего подвергается система защиты. Проверяется срабатывание защитных устройств при подаче командных сигналов от всех органов защиты, как электрических, так и гидравлических. Золотники автомата безопасности выбиваются и взводятся от руки. Проверяется работа всех блокировок системы регулирования, защиты и системы маслоснабжения. При испытании системы защиты следует обратить особое внимание на безотказность работы всех ее элементов как при выбивании, так и при взведении. Если в серии испытаний обнаружился хотя бы один отказ, необходимо выяснить его причину и полностью устранить ее. Одна из распространенных и серьезных ошибок при испытании состоит в том, что появление и самопроизвольное исчезновение отказа приписываются влиянию случайных причин и всесторонне не исследуются. Как правило, такие случайные отказы являются результатом глубоко скрытых дефектов и рано или поздно обнаруживаются в эксплуатации, иногда с тяжелыми последствиями. Оценка результатов испытаний производится в сравнении с данными, полученными на заводе-изготовителе или после последнего ремонта.

Испытания САР на остановленной турбине преследуют цель проверки ее чувствительности, собственной устойчивости и стабильности настройки. Чувствительность определяется по максимальной разности установившихся положений главного сервомотора при ходе вверх или вниз, соответствующих одному и тому же положению управляющего органа, например механизма управления турбиной (МУТ). Чувствительность считается удовлетворительной, если эта разность не превышает 1,5% значения перемещения сервомотора в пределах степени неравномерности от холостого хода до полной нагрузки.

Собственная устойчивость САР характеризуется значением самопроизвольных колебаний главного сервомотора при неизменном управляющем сигнале. В хорошо настроенной системе эти колебания не должны превосходить по амплитуде $\pm 1\%$ хода сервомотора на степень неравномерности. Не следует стремиться к полному устранению этих колебаний, поскольку они предотвращают появление застойной нечувствительности в сервомоторе и всей кинематической цепи до регулирующих клапанов. В то же время слишком большие колебания вредны, поскольку приводят к ускоренному износу напряженных элементов этой цепи, не говоря уже о вызываемых ими самопроизвольных качаниях нагрузки турбины. Стабильность настройки можно считать удовлетворительной, если при постоянном давлении и температуре рабочей жидкости зависимость положения сервомотора от управляющего сигнала сохраняется одинаковой в течение 3 сут (с точностью $\pm 1\%$ хода на степень неравномерности). За это время сервомотор может находиться в одном и том же положении, перемещаться по команде МУТ или вообще отключаться. Важно лишь, чтобы к моменту проверки стабильности все настроечные и управляющие органы находились в прежнем, строго зафиксированном положении, а параметры рабочей жидкости установлены на том же уровне, что и в момент первоначальной настройки. Допустимые отклонения [4.6] составляют по силовому давлению $\pm 2\%$ номинального значения, по температуре $\pm 1^\circ\text{C}$.

Проверка стабильности может сочетаться со снятием статических характеристик. На остановленной турбине снимаются две основные характеристики — зависимость хода золотника регулятора скорости (ЗРС) от изменения давления масла в импульсной линии и зависимость хода

главного сервомотора от перемещения МУТ. Одновременно с измерением положения сервомотора снимается и его силовая характеристика, определяемая по давлению рабочей жидкости в полостях под и над поршнем. При работе на остановленной турбине по этой характеристике можно судить о качестве выполнения и сборки подвижных элементов парораспределения. С этой же целью необходимо одновременно произвести измерения положения регулирующих клапанов.

Совместное построение характеристик ЗРС и главного сервомотора дает возможность получить статическую характеристику — связь между частотой вращения и мощностью турбины. Действительная связь между ходом сервомотора и мощностью, а также между частотой вращения ротора и ходом ЗРС может отличаться от принятой при построении характеристики. Однако на этом этапе можно обнаружить основные дефекты статической характеристики и добиться их устранения. С этой целью следует заранее задать желательную форму статической характеристики и общую степень неравномерности. Для снятия характеристики ЗРС турбины ХТЗ необходима имитация давления рабочей жидкости от датчика частоты вращения, для турбины ЛМЗ этого не требуется, так как регулятор скорости РС-3000 вступает в работу при низкой частоте вращения.

Сравнивая полученную статическую характеристику с заданной, необходимо установить причины расхождений, если они имеются. Для этого каждая составная часть характеристики рассматривается отдельно. В частности, очень важно, чтобы характеристика ЗРС максимально приближалась к линейной, поскольку отклонения от линейности здесь свидетельствуют о неправильной работе регулятора скорости.

Исправление формы статической характеристики может быть достигнуто либо изменением настройки давления масла в линиях управления (первого усиления) и обратной связи, либо изменением профиля конуса (или вставки) обратной связи. Стремиться к полному совпадению заданной и полученной статических характеристик на этом этапе не следует, поскольку характеристика парораспределения может внести свои коррективы. Поэтому на остановленной турбине важно заметить и устранить лишь грубые несовпадения, резкие переломы, горизонтальные и вертикальные участки [4.6, 4.7].

После проведения указанных операций система регулирования считается предварительно испытанной и может быть дано разрешение на пуск и нагружение турбины. В процессе пуска производят испытания и проверку всех защит и блокировок турбины и блока в целом. Затем переходят ко второму этапу испытаний системы регулирования — на работающей турбине.

Проверка плотности клапанов турбин производится при пуске блока на скользящем давлении. Используется методика [4.7], заключающаяся в определении допустимой по условиям противоразгонной надежности неплотности клапанов. Плотность клапанов оценивается по значению частоты вращения, которая устанавливается при давлении p перед испытуемым клапаном (группой клапанов) и которая должна быть меньше допускаемой частоты вращения n_d , определяемой по формуле $n_d = n_k p / p_n$ (здесь p_n — номинальное давление пара перед испытуемым клапаном, n_k — допускаемая частота вращения при $p = p_n$). При $n_k = 700$ об/мин и $n < n_d$ протечки через клапаны ЦВД вырабатывают в турбине при 3000 об/мин мощность, не превышающую 10% мощности холостого хода. При $p/p_n < 0,3$ частота $n_d < 210$ об/мин, что близко к частоте вращения, устанавливающейся по различным причинам даже при абсолютно плотных клапанах (например, из-за сброса пара через ПСБУ), и условие $n < n_d$ может оказаться невыполненным даже для

достаточно плотных клапанов, поэтому рекомендуется $p/p_n > 0,4 \div 0,5$.

Пользуясь этой методикой, можно определить плотность стопорных и регулирующих клапанов, обратных клапанов на трубопроводах регенеративных отборов, клапанов на трубопроводах дополнительных отборов на турбовоздуходувки и калориферы котла, питательные турбонасосы и др. Если же нельзя обеспечить требуемое давление перед испытуемым клапаном от постоянного источника, то плотность оценивают по повышению давления пара перед испытуемым клапаном при его закрытии и пропуске через ЦВД заранее заданного расхода пара, причем значение расхода пара можно устанавливать по частоте вращения n до начала испытаний.

Для проверки плотности стопорных и регулирующих клапанов ЦСД в этом случае следует установить регулируемыми клапанами ЦВД исходную частоту вращения n . В некоторых турбинах при повышении давления пара в тракте промперегрева пар может поступать в турбину (ЦСД или ЦНД) помимо стопорных и регулирующих клапанов, например из системы уплотнений ротора ЦВД. В частности, при оценке плотности согласно [4.7] следует считать $n_d = 1300 \cdot p/p_n$. При оценке плотности по значению повышения давления в системе промперегрева

$$p_d = \frac{n}{n_k} p_n \frac{1}{\frac{1}{v} + \frac{1}{v_1}}, \quad (4.5)$$

где v — доля мощности на холостом ходу отсеков, в которых работает пар, поступающий из системы уплотнений ЦВД. Следует учитывать, что испытания на плотность любым из методов необходимо производить на достаточно прогретой турбине, чтобы исключить расход теплоты на прогрев. Можно рекомендовать $p_d \approx 0,3 \cdot p_n$ при $n = n_k = 700$ об/мин, тогда давление в системе промперегрева при закрытых сбросных клапанах должно устанавливаться выше 1,1 МПа (11 кгс/см²).

Автомат безопасности и система защиты работают только при повышении частоты вращения сверх допустимой (остальное время все детали автомата безопасности и защиты находятся в относительном покое). В эксплуатации при этом имеют место коррозия, загрязнение центробежных выключателей (бойков, колец), отложения шлака в зазорах между подвижными деталями. Это может привести к увеличению нечувствительности или отказу срабатывания при установленной частоте вращения. При разборке автоматов безопасности и системы защиты может быть ошибочно изменено натяжение пружин автомата, что приводит к изменению предельного значения частоты вращения; могут появиться перекосы либо заедания в штоках клапанов, золотниках и других деталях, в результате чего увеличивается длительность передачи сигнала в систему защиты, что приводит к запаздыванию закрытия парораспределительных органов. Все это вынуждает проводить периодическое расхаживание бойков (колец) автомата (регулятора) безопасности и проверку работы системы защиты.

Проверку срабатывания центробежных выключателей (бойков, колец) автомата безопасности производят повышением частоты вращения турбины на холостом ходу. Согласно [4.5—4.7] это повышение целесообразно производить в темпе 1 % за 2—8 с. Повышение частоты свыше 3100 об/мин следует вести непрерывно, общее время повышения частоты от 3000 об/мин до уставки срабатывания защиты не должно превышать 1,5 мин. Следует считаться с тем, что в процессе указанных испытаний имеются режимы, при которых повышение частоты вращения ведется с отключением части элементов защиты. Поэтому максимально возможный расход свежего пара должен быть

ограничен. В частности, его подвод в турбину должен привести лишь к незначительному превышению мощности, вырабатываемой в проточной части, над мощностью холостого хода ($N_{х.х.}$). Например, если вырабатываемая мощность будет лишь на 2 % больше, чем $N_{х.х.}$, то разгон турбины пойдет с постоянной времени, в 50 раз большей, чем при сбросе 100 % нагрузки. В этом случае повышение частоты вращения на 10 % номинальной будет происходить за 30—60 с (в зависимости от типа турбин).

Ограничение возможного расхода пара через турбину достигается выбором такого исходного давления перед клапанами p при полном открытии ГПЗ, $n_1 = 3000$ об/мин и определенном открытии ПСБУ, чтобы при повышении частоты при этом же положении ПСБУ и соответствующем падении этого давления клапаны турбины оказались полностью открытыми при $n_2 = 3360$ об/мин.

Значение исходного давления можно определить по формуле

$$\frac{p}{p_n} = \frac{G_{т1}}{G_{т,n}} \frac{G_{т,n}}{G_{б,n}} \left[\left(1 + \frac{G_{б,n}}{G_{т,n}} \right) \left(\frac{G_{т2}}{G_{т1}} \right)^{\beta} - 1 \right], \quad (4.6)$$

где $G_{т1}$ и $G_{т2}$ — расходы пара при частотах вращения n_1 и n_2 ; $G_{т,n}$ и $G_{б,n}$ — номинальный расход пара через турбину и ПСБУ при давлении свежего пара p_n .

На рис. 4.15 приведены зависимости $\frac{p}{p_n} \left| \frac{G_{т1}}{G_{т,n}} \right|$ от $G_{б,n}/G_{т,n}$ при $\beta = 1,2$ для $n_2/n_1 = 1,0$; 1,12 и 1,2, пользуясь которыми, можно выбрать исходное давление p и оценить влияние погрешности. Как следует из рис. 4.15, проверку автомата безопасности разгоном необходимо проводить при полном открытии ПСБУ, так как при этом исключается подача большого количества пара в турбину не только при медленном, но и при быстром полном открытии клапанов, когда давление p еще не успело упасть.

Для дубль-блоков с турбиной К-300-240 при двух полностью открытых клапанах ПСБУ значение $G_{б,n}/G_{т,n}$ составляет 0,45 и при $G_{т1}/G_{т,n} = 0,05$ исходное давление перед проверкой автоматов безопасности разгоном должно составлять 1,8 МПа (18 кгс/см²). При этом медленное повышение частоты вращения до 3600 об/мин возможно при увеличении этого исходного давления до 2,3 МПа (23 кгс/см²), а при быстром открытии клапанов максимальный расход в ЦВД только в 1,5 раза превысит расход при 3000 об/мин и темп повышения частоты будет невелик.

Для блоков с турбиной К-500-240 и К-800-240 значение $G_{б,n}/G_{т,n} = 0,3$ и исходное давление $p = 2,0$ МПа (20 кгс/см²). Исходное давление прямо пропорционально расходу холостого хода, который зависит от температуры пара и вакуума.

Зависимость расхода холостого хода G_t от частоты вращения n может быть более сложной, чем принято в приведенных выше расчетах, поэтому рис. 4.15 дает лишь порядок значений и подход к их выбору.

Возможна косвенная проверка бойков (колец), например, с помощью налива рабочей жидкости. При подаче рабочей жидкости к бойку (кольцу), возможность чего предусмотрена во всех турбинах ЛМЗ и ХТЗ, боек (кольцо) получает дополнительную выталкивающую силу и срабатывает при частоте 2900—2960 об/мин. По значению частоты срабатывания при наливке рабочей жидкости можно косвенно судить о настройке бойка (кольца)

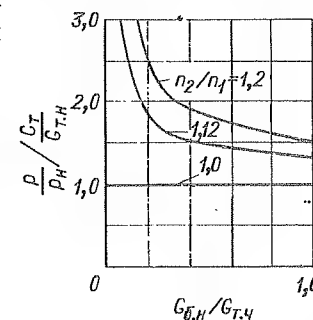


Рис. 4.15. Зависимость $\frac{p}{p_n} \left| \frac{G_{т1}}{G_{т,n}} \right|$ от $G_{б,n}/G_{т,n}$

из-за изменения вибрационного фона, возможной эрозии бойка (кольца) и т. д. Еще более грубое представление о настройке бойка (кольца) дает проводимое периодически под нагрузкой расхаживание бойков (колец) рабочей жидкостью.

Снятие статической характеристики системы регулирования согласно ПТЭ, а также проверка длительности закрытия стопорных и защитных клапанов производится до и после капитального ремонта или ремонта основных узлов как САРЗ, так и парораспределения [1.15].

В межремонтный период возможно постепенное ухудшение характеристик системы регулирования вследствие износа таких деталей, как золотники, штоки регулирующих клапанов, шарнирные соединения, а также из-за изменения зазоров трущихся пар, натяга пружин, характеристик регулятора скорости, увеличения протечек рабочей жидкости, появления люфтов. Все это в первую очередь увеличивает степень нечувствительности и изменяет степень неравномерности, т. е. изменяет форму статической характеристики. При проведении работ по снятию статической характеристики регулирования определяют все ее дефекты, отклонения в настройке и т. д. Естественно, что такая работа должна проводиться перед капитальным ремонтом, в период которого устраняют все выявленные дефекты и неполадки. Кроме того, в процессе ремонта системы регулирования и парораспределения могут быть внесены какие-либо изменения, усовершенствования или заменены детали, что может повлиять на ее характеристику. Поэтому перед приемкой турбины после ремонта снимают статическую характеристику системы регулирования.

Статическая характеристика в системах, осуществляющих пропорциональное регулирование частоты, может быть построена на основе двух характеристик — скоростной и нагрузочной. Скоростная характеристика* — это зависимость между частотой вращения и положением главного сервомотора регулирующих клапанов при неизменном положении МУТ и произвольных параметрах пара; нагрузочная характеристика — это зависимость между мощностью генератора и ходом главного сервомотора регулирующих клапанов при постоянных параметрах пара до и после турбины. Правильнее за промежуточный элемент принимать не ход сервомотора, а ход промежуточного усилителя (для турбины ЛМЗ — значение управляющего давления $p_{упр}$, для турбины ХТЗ — значение давления в линии первого усиления p_1), так как связь между частотой и положением главного сервомотора принципиально может несколько меняться в зависимости от разницы нагрузок на сервомотор при номинальном и частичном давлении пара перед клапанами турбины. Нечувствительность же системы в целом правильнее определять по характеристике частота — ход главного сервомотора.

На блоках 300 МВт изменение давления пара перед турбиной можно осуществлять при закрытых встроенных задвижках котла, воздействием на клапаны, установленные на трубопроводах выпара встроенных сепараторов. При выполнении парораспределения ЦВД в виде отдельных блоков, как, например, в турбинах К-800-240, К-500-240 ЛМЗ, определение скоростной характеристики проще.

На рис. 4.16 изображена схема парораспределения турбины ЛМЗ. В каждом блоке стопорный клапан питает два регулирующих клапана. Сначала одновременно открываются клапаны № 1 и 2, затем соответственно клапаны № 3 и 4. Сервомоторы стопорных клапанов и регулирующих клапанов № 1 и 2 имеют механизмы расхаживания, которыми можно прикрывать эти клапаны вплоть до полного закрытия. Если при работе на холостом ходу к регуливающим клапанам № 1 и 2 закрыть механизмом расхаживания стопорный клапан одного блока, а на другом блоке воздействием на механизм расхаживания регулирующего клапана № 2 сместить его характеристику по $p_{упр}$ (ЛМЗ) и тем самым изменить частоту вращения турбины, то, снимая зависимость между частотой и ходом сервомотора регулирующего клапана № 1 (управляющего давлением $p_{упр}$), получаем требуемую скоростную характеристику.

* Часто называют ее характеристикой холостого хода.

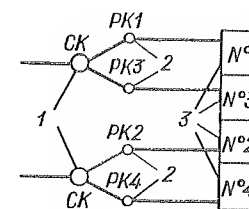


Рис. 4.16. Схема парораспределения турбины ЛМЗ:

1, 2 — стопорные и регулирующие клапаны; 3 — камеры соплового парораспределения

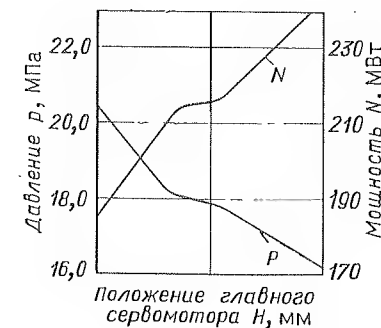


Рис. 4.17. Зависимости мощности генератора N и давления свежего пара p от положения главного сервомотора регулирующих клапанов H

Согласно [4.7] нагрузочную характеристику снимают при работе блока на определенной постоянной нагрузке. При этом производят изменение положения регулирующих клапанов с записью зависимости давления свежего пара от положения клапанов. Далее при каждом положении регулирующих клапанов (или значении $p_{упр}$, ЛМЗ; p_1 , ХТЗ) производится пересчет мощности на номинальное давление свежего пара $N = N_0 p / p_n$ и строится зависимость N от положения клапанов (или $p_{упр}$, ЛМЗ; p_1 , ХТЗ). Такие испытания несложны, так как не меняются тепловая нагрузка котла и отдаваемая электрическая мощность (с точностью до потерь при изменении дросселирования в клапанах). При изменении нагрузки котла одновременно фиксируют и изменяющуюся мощность N_0 . На рис. 4.17 показаны результаты таких испытаний одной из турбин [4.7].

Построение статической характеристики по известным скоростной и нагрузочной характеристикам показано на рис. 4.18. В левом верхнем квадранте находится семейство скоростных характеристик $n-H$, в правом нижнем — нагрузочная $N-H$. По значениям n и N для одного и того же H в правом верхнем квадранте строится семейство статических характеристик для различных положений МУТ. Полученная таким образом статическая характеристика является окончательной и в полной мере характеризует статические и динамические свойства системы регулирования совместно с турбиной — чувствительность, устойчивость, приемистость.

Форму статической характеристики регулирования турбин характеризует нормируемое ПТЭ значение степени неравномерности (разность частот вращения турбины на холостом ходу и при полной нагрузке, отнесенная к номинальному ее значению). Степень неравномерности в пределах $4,5 \pm 0,5$ % обеспечивает, с одной стороны, устойчивую работу системы регулирования и, с другой — хорошие динамические свойства [1.15].

Статическая характеристика регулирования обычно имеет участки с разной крутизной. Поскольку система регулирования должна устойчиво работать при любой нагрузке, ПТЭ нормируется значение и местной степени неравномерности. Крутая статическая характеристика, т. е. большая местная степень неравномерности при нагрузках до 15 %, облегчает синхронизацию агрегата при включении его в сеть. Указание о нижней границе местной степени неравномерности вызвано необходимостью исключать горизонтальные участки статической характеристики, где регулирование теряет устойчивость (одно и то же значение вращения соответствует многим значениям мощности).

Статическая характеристика не является однозначной. Это вызвано тем, что в механизмах и деталях системы регулирования, начиная от датчика скорости и кончая регулируемыми клапанами, возникают силы трения, детали изнашиваются, усилие, затрачиваемые на перемещения золотников и сервомоторов, меняются и т. д. Поэтому,

если наложить статическую характеристику, снятую при разгрузке турбины, на статическую характеристику, снятую при нагружении, они не совпадут. Это несовпадение, т. е. разность частот вращения (или мощностей), взятых при одной и той же нагрузке (или частоте вращения), отнесенная к номинальной частоте вращения (или мощности), называется степенью нечувствительности по частоте вращения (мощности). Чем совершеннее система регулирования, тем степень ее нечувствительности меньше. Увеличение степени нечувствительности может привести к возникновению неустойчивости процесса регулирования, сопровождающегося колебаниями нагрузки. Следует иметь в виду, что детали и механизмы системы регулирования могут накапливать нечувствительность и в течение межремонтного периода она может достигнуть своего предельного значения (0,2—0,3 % по частоте).

Расхаживание клапанов парораспределения под нагрузкой путем их частичного или полного закрытия производится для предотвращения заеданий штоков клапанов и сервомоторов в направляющих втулках. Расхаживающие устройства турбин обеспечивают определенную последовательность закрытия и открытия регулирующих и стопорных клапанов. Для предотвращения существенного снижения мощности расхаживание чаще всего производится при нагрузке блока не выше 80 % номинальной.

Блочное выполнение клапанов турбин ЛМЗ и ХТЗ без перемычек после стопорных клапанов имеет важные преимущества: уменьшается жесткость паропроводов высокого давления, в 1,5—2 раза уменьшается вредный объем между регулирующими клапанами и ЦВД, уменьшается вероятность отказа системы парораспределения (отказ в закрытии стопорного и регулирующего клапанов разноименных блоков не приводит к аварии). Вместе с тем закрытие стопорного клапана во время расхаживания может привести к значительному снижению мощности. Учитывая реальные преимущества блочного выполнения парораспределения, заводами-изготовителями снято требование расхаживания под нагрузкой стопорных клапанов полным закрытием. При этом принимаются меры, чтобы расхаживание проводилось на возможно большую часть хода (проверялась подвижность не только штока, но и основной чашки клапана).

Повышение частоты вращения при сбросе электрической нагрузки отключением генератора от сети позволяет комплексно проверить и оценить надежность и быстродействие САРЗ, плотность парозапорных и парораспределительных органов турбины и обратных клапанов регенеративных отборов. При этом система регулирования должна предотвратить повышение частоты вращения до значения, вызывающего срабатывание автомата безопасности, и перевести турбину на устойчивый холостой ход.

Помимо описанных выше испытаний и проверок системы регулирования перед рассматриваемыми испытаниями следует убедиться в обеспечении принудительного закрытия обратных клапанов на отборах турбины при подаче на них соответствующего импульса. Подлежит проверке также вся система устройств, предназначенных для байпасирования турбины при закрытии регулирующих или стопорных клапанов.

Байпасы ГПЗ должны быть закрыты, сами ГПЗ приоткрыты до положения, при котором еще не наблюдается заметного дросселирования потока пара. Собственные нужды турбины отключаются от испытуемого генератора и переводятся на питание от резервного источника.

Испытания проводятся с фиксацией по лабораторному частотомеру и осциллографу частоты вращения при сбросе нагрузки генератора последовательно с 30, 70 и 100 % (иногда 50 и 100 %) нагрузки. Повышение частоты вращения примерно пропорцио-

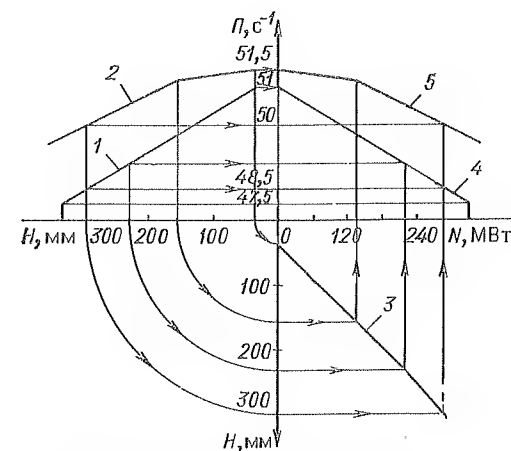


Рис. 4.18. Построение статической характеристики системы регулирования:

1, 2 — скоростные характеристики при различных положениях МУТ; 3 — нагрузочная характеристика; 4, 5 — статические характеристики при различных положениях МУТ

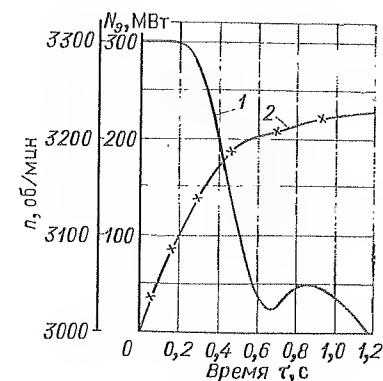


Рис. 4.19. Кривые переходных процессов турбины при сбросе нагрузки с 300 МВт без отключения генератора от электрической сети: 1 — электрическая мощность; 2 — частота вращения

нально значению отключаемой мощности. Максимальное повышение частоты вращения составляет обычно 106—108 % исходной. Если турбина оснащена электрической частью системы регулирования (ЭЧСР) или только электрогидравлическим преобразователем (ЭГП), то при сбросе нагрузки ЭЧСР или ЭГП обязательно должны быть включены.

В последние годы получают распространение упрощенные методики динамических испытаний серийных турбин путем сброса электрической нагрузки при выбивании автомата безопасности без отключения генератора от сети или импульсного разгрузки с повышенной скоростью от ЭГП. Эти методики существенно сокращают объем испытаний при достаточно высокой точности конечного результата и позволяют определять динамический заброс частоты вращения без опасения разгона ротора турбины до недопустимых пределов.

Основным результатом всех испытаний на сброс нагрузки является получение кривой разгона ротора (рис. 4.19). По интенсивности снижения и значению остаточной мощности можно достаточно точно судить о быстродействии и плотности закрытия клапанов турбины. Кривые переходных процессов турбины характеризуют работу всех элементов САРЗ (регуляторов, гидравлических линий связи, золотников, сервомоторов, клапанов), а также состояние узлов тепловой схемы турбоустановки (попадание пара в турбину помимо регулирующих, стопорных и отсечных клапанов, работу обратных клапанов на регенеративных отборах, плотность закрытия клапанов, наличие паровых объемов и т. д.). Имея зависимость поступления пара в турбину в виде изменения во времени мощности при выбивании кнопки автомата безопасности и пересчитав эту зависимость в изменение частоты вращения, можно получить кривую разгона ротора при сбросе нагрузки [4.8].

Непременным условием надежной работы системы регулирования ЛМЗ на огнестойком масле ОМТИ является обеспечение высокой степени его очистки от шлама и механических примесей. Это достигается

постоянной работой фильтр-пресса или фильтров тонкой очистки патронного типа [2.1, 1.2] с применением в них специальной ткани типа «фильтр-белтинг» и организацией процесса фильтрования под малыми перепадами.

Другой способ очистки огнестойких масел заключается в установке на сетчатые фильтры бака специальных навесных сеток с размерами ячейки в свету 0,04—0,06 мм. Благодаря тому что навесные сетки закрывают только часть поверхности основных сеток, забивание навесных сеток не приводит к срыву работы насоса. Через навесные сетки непрерывно проходит небольшая часть масла, однако с течением времени происходит очистка всего объема масла в баке, значительно лучшая, чем при установке только основных сеток. Указанные способы должны взаимно дополнять друг друга.

Опыт показывает, что при пуске турбин после монтажа или капитального ремонта необходимо около 10 смен ткани типа «фильтр-белтинг» для достижения нормальной работы САР. При дальнейшей эксплуатации периодичность смены фильтрующей ткани увеличивается до 30 дней (в зависимости от чистоты в машинном зале и разрежения в узлах САР).

Совершенно недопустим практикуемый иногда для ускорения монтажа метод отмывки маслопроводов в сборе растворами ортофосфорной кислоты, так как при недостаточном дренировании трубопроводов остающаяся кислота попадает в масло, повышает его кислотность и существенно ускоряет процессы образования шлама и коррозии при возможном обводнении масла. Наряду с этим при монтаже или ремонте в масло попадают также ингредиенты прокладок, в том случае, когда вместо прессишпана на шеллаке используются паронит и бакелитовые лаки.

Обязательная пассивация трубопроводов ортофосфорной кислотой должна производиться до окончательного монтажа или ремонта системы. Промывка систем регулирования в сборе должна производиться только маслом при повышенной скорости движения масла и температуре 65—70 °С в сочетании с использованием фильтров тонкой очистки.

Методы контроля качества огнестойких синтетических масел не отличаются от обычных, предусмотренных ПТЭ [1.15]. Кислотное число огнестойких масел, при котором необходимо производить их замену, составляет 0,3 мг КОН на 1 г масла. Низкое значение кислотного числа связано с тем, что в результате старения масла образуются водорастворимые коррозионно-активные вещества. Содержание механических примесей не должно превышать 0,005 %.

Огнестойкие масла обладают устойчивыми физико-химическими свойствами, что значительно облегчает и упрощает контроль их качества, не требуют увеличения числа анализов и сокращения сроков между ними. Кинематическая вязкость масел практически не меняется в течение многолетней эксплуатации. Температуры самовоспламенения и вспышки также остаются постоянными; за исключением тех случаев, когда в огнестойкое масло попадают нефтепродукты. В связи с этим целесообразно после проведения капитальных или текущих ремонтов повторно определять показатели огнестойкости. Нет необходимости часто определять кислотное число, поскольку при нормальной эксплуатации оно меняется медленно: при значении, меньшем 0,2 мг КОН на 1 г, можно анализ производить 1 раз в полгода. В случае превышения этого значения анализ необходимо повторять каждые 3 мес. Ежедневный анализ на присутствие технических примесей и воды выполняется при тех же условиях, что и для нефтяных масел.

В связи с тем, что механические примеси вызывают серьезные нарушения работы САР, ВТИ разработал экспресс-метод их контроля [1.2]. Наличие некоторого количества воды в огнестойком масле, как правило, не влияет на работу системы регулирования.

Большое значение для хорошей работы системы регулирования имеет правильная организация общестанционного хозяйства огнестойкого масла. Для хранения запасов, регенерации и очистки от механических примесей бывшего в употреблении огнестойкого масла предусматривается общестанционная аппаратура, выполняемая принципиаль-

но аналогично аппаратной для нефтяного масла, но с соблюдением требований промышленной гигиены, относящихся к огнестойкому маслу.

Конденсат по ряду свойств существенно отличается от нефтяных масел: не обладает смазывающей способностью, имеет малую вязкость, но вызывает коррозию многих металлов. Поэтому применение конденсата потребовало ряда специальных мер по обеспечению необходимых чувствительности и быстродействия системы регулирования ХТЗ:

замены золотниковых устройств защиты на беззолотниковые;

выполнения золотников с вращением или осевой пульсацией, с гидравлическими пружинами вместо механических, с радиальной разгрузкой, с перестановочными силами не менее 0,4—1,0 МПа (4,0—10,2 кгс/см²) на неравномерность;

уплотнения поршней сервомоторов мягкими набивками;

полного пропуска конденсата через механические фильтры;

применения нержавеющей и азотированных сталей.

На турбинах первых выпусков для очистки воды от механических примесей применялись фильтры с латунными сетками простого или саржевого плетения, натягиваемыми на дырчатые каркасы из нержавеющей стали. В связи с частыми разрушениями сетки в последнее время используется стальная нержавеющая сетка с размерами ячейки 0,25 мм в два слоя или 0,15 мм в один слой. Размеры фильтров выбраны так, что скорость фильтрации, отнесенная к живому сечению сетки, составляет не более 0,2 м/с. Сетка фильтров допускает перепад давлений в основном направлении не более 0,25 МПа (2,5 кгс/см²) и в обратном направлении (при промывке) не более 0,1 МПа (1 кгс/см²).

Основными недостатками сетчатых фильтров и схемы их промывки являются частые разрывы сеток, невозможность контроля их состояния без разборки фильтров, значительный расход жидкости на промывку обратным потоком, неэффективность очистки при малом допустимом перепаде давлений на сетке, сложность автоматизации очистки из-за большого количества арматуры. Эти недостатки исключены введением на модернизированных турбинах самопромывающихся секционных пластинчатых фильтров, состоящих из корпусов и роторов с фильтрующими элементами [1.2, 2.1]. При появлении перепада давлений на фильтре более 0,15 МПа (1,5 кгс/см²) ротор фильтра начинает проворачиваться со скоростью 1 оборот за 100 с, при этом секции поочередно подходят к дренажным соплам и отмываются обратным потоком воды с полным перепадом давлений. Вращение ротора фильтра производится с помощью электропривода до тех пор, пока перепад не уменьшится до 0,12 МПа (1,2 кгс/см²).

Опыт эксплуатации показал, что фильтр отмывается за три-четыре оборота ротора (при нормальной чистоте конденсата необходимость очистки фильтра возникает 1—2 раза в смену). Поочередная отмывка секции обеспечивает относительно малый расход на отмывку, а отсутствие оперативной арматуры облегчает полную автоматизацию системы очистки конденсата. На турбине устанавливаются три фильтра: два рабочих и один резервный.

При вращении фильтров более 10 мин и сохранении перепада давлений на фильтрах подаются звуковой и световой сигналы «Фильтры систем регулирования не отмывались».

В процессе эксплуатации на некоторых турбинах появились задиры на поверхности штоков, ухудшающие работу уплотнений. Основными причинами этого являлись:

недостаточная очистка трубопровода и воды после монтажа и ремонта (особенно попадание сварочного графа);

несоосность расточек в направляющих втулках с расточкой в рубашке при малых зазорах между штоком и втулками;

повышенная твердость втулок по сравнению с твердостью штока, которые на турбинах первых выпусков изготавливались из закаленной стали 3Х13. На модернизированных турбинах втулки изготавливаются из бронзы ОЦС 5-5-5, а зазоры между штоками и втулками увеличены до 0,2—0,25 мм на диаметр при повышенных требованиях к соосности расточек.

Дефекты системы регулирования, как правило, проявляются при резком перемене режимов работы турбоустановки (сбросы, набросы нагрузки) и на холостом ходу. Тем не менее, даже если явные признаки ненормальности не наблюдаются, систему регулирования необходимо постоянно контролировать. Проверка САРЗ обычно производится на остановленной турбине, на холостом ходу, под нагрузкой.

На остановленной турбине контролируют давления и их соотношения в различных линиях, полное расхаживание органов регулирования и парораспределения, снимают некоторые характеристики, в частности быстродействия органов САРЗ и парораспределения путем осциллографирования процесса закрытия стопорных и регулирующих клапанов. На холостом ходу проверяют плавное (без толчков) вступление регулирования в работу, а также пределы синхронизации (запас хода МУТ) на снижение и увеличение частоты вращения. Под нагрузкой при периодическом расхаживании органов регулирования и парораспределения контролируют постоянно давления в линиях и узлах САРЗ.

При плановых расхаживаниях стопорных и регулирующих клапанов рекомендуется периодически снимать зависимость открытия сервомоторов от хода расхаживающего устройства и от давления рабочей жидкости в полостях сервомоторов. При наличии соответствующих указателей можно одновременно фиксировать и зависимость ходов отсечных золотников от хода расхаживающего устройства. Все зависимости снимают при ходе на закрытие и открытие сервомоторов.

Отказы САРЗ вызываются в основном неисправностями регуляторов скорости и автоматов безопасности, обрывами и зависаниями регулирующих и стопорных клапанов и выпрессовкой их седел, попаданием посторонних предметов в систему регулирования и др. Все обнаруженные неисправности в работе систем регулирования должны устраняться в кратчайший срок.

4.3. ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ ПОДОГРЕВА ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

Эксплуатация подогревателей высокого давления

Однокорпусные подогреватели ПВ-2300 высокого давления (ПВД) блоков 300 и 500 МВт (рис. 4.20) выполнены в корпусах одинаковых размеров (внутренний диаметр 3200 мм, высота 11 050 мм) и имеют приблизительно равную площадь поверхности нагрева (около 2000 м²). В корпусе каждого ПВД размещены встроенный предвключенный охладитель дренажа (ОД), зона конденсации или собственно подогреватель (СП) и встроенный пароохладитель (ПО). Пароохладители включены по параллельной схеме Рикара—Некольского. Подогреватели рассчитаны на расход питательной воды 1637 т/ч, при этом скорость воды в трубах охладителя дренажа 2 м/с, в собственно подогревателе 1,84—1,67 м/с и пароохладителе 1—2,2 м/с [1.1].

Двухкорпусные подогреватели (ПВ-1600) питательной воды высокого давления ПВД № 1 и ПВД № 3 блоков 800 МВт (рис. 4.21) с площадью поверхности нагрева (в каждом корпусе) 1606 м² выполнены в корпусах внутренним диаметром 2800 мм, высотой 10 500 мм, а двухкорпусный ПВД № 2 (ПВ-2000) с площадью поверхности нагрева около 2000 м² — в корпусе диаметром 3000 мм той же высоты. В отличие от ПВД блоков 300 и 500 МВт здесь все ПВД имеют встроенные последовательные пароохладители, а ПВД № 1 имеет и концевой пароохладитель (схема Виолет). Каждый корпус ПВД рассчитан на расход питательной воды 1230 т/ч, причем скорости воды в

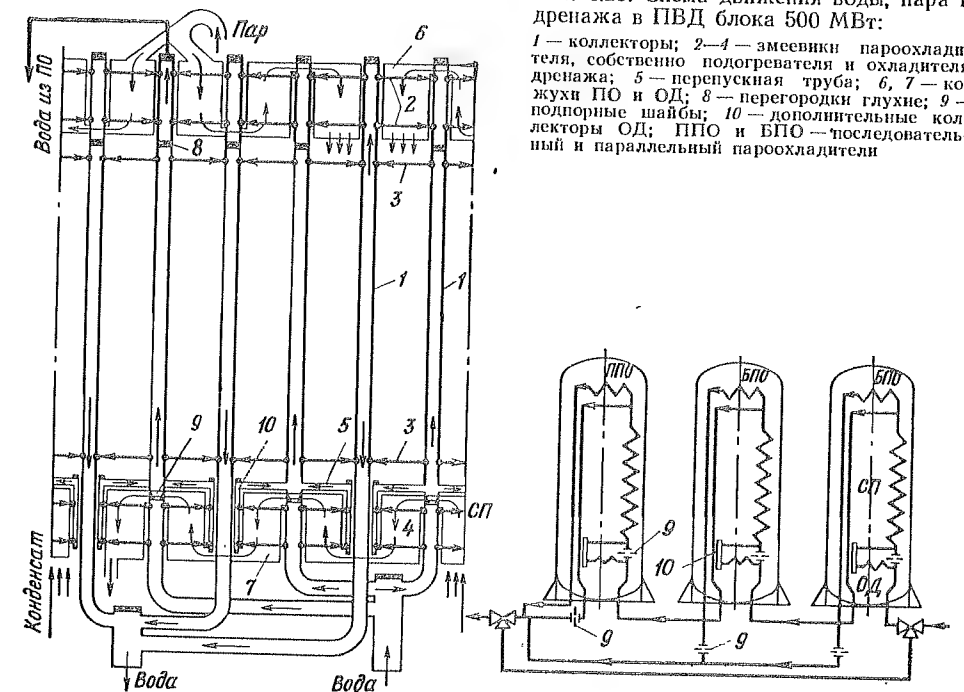


Рис. 4.20. Схема движения воды, пара и дренажа в ПВД блока 500 МВт:
1 — коллекторы; 2—4 — змеевики пароохладителя, собственно подогревателя и охладителя дренажа; 5 — перепускная труба; 6, 7 — кожухи ПО и ОД; 8 — перегородки глухие; 9 — подпорные шайбы; 10 — дополнительные коллекторы ОД; ППО и БПО — последовательный и параллельный пароохладители

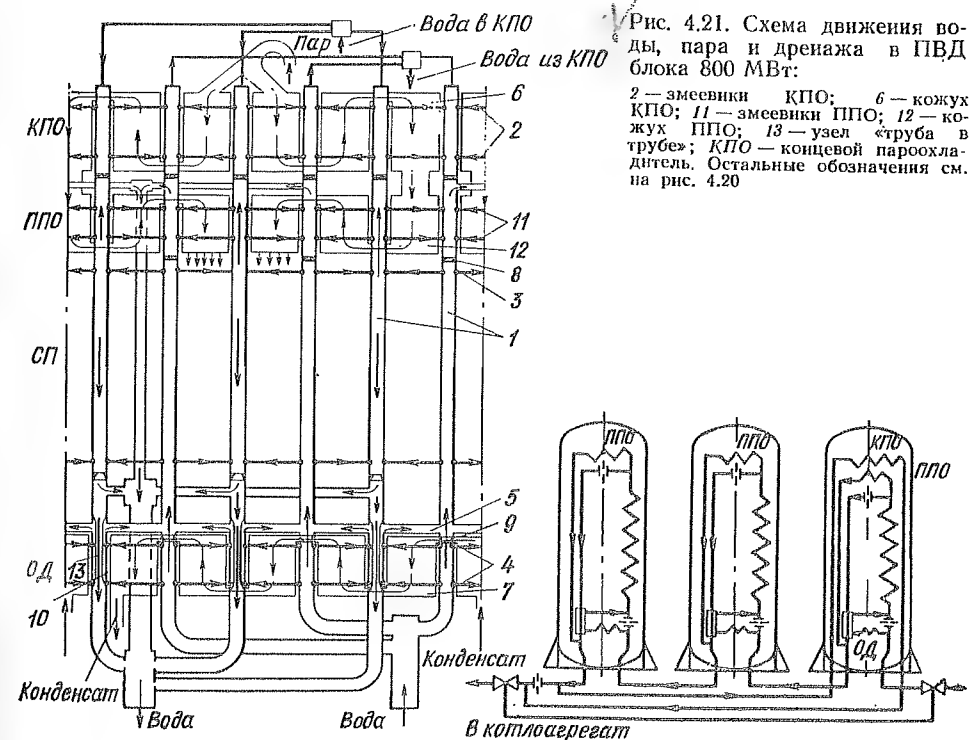


Рис. 4.21. Схема движения воды, пара и дренажа в ПВД блока 800 МВт:
2 — змеевики КПО; 6 — кожух КПО; 11 — змеевики ППО; 12 — кожух ППО; 13 — узел «труба в трубе»; КПО — концевой пароохладитель. Остальные обозначения см. на рис. 4.20

Таблица 4.4. Расчетные характеристики ПВД блоков 500, 800 МВт при полной нагрузке

Наименование	Блок 500 МВт			Блок 800 МВт		
	ПВД № 1	ПВД № 2	ПВД № 3	ПВД № 1	ПВД № 2	ПВД № 3
Давление пара перед ПВД, МПа (кгс/см ²)	1,645 (16,45)	3,97 (39,7)	5,67 (56,7)	1,56 (15,6)	3,7 (37)	5,9 (59)
Температура пара на входе в ПВД, °С	430	295	337	441	286	345
Расход питательной воды через ПВД, т/ч	1637,1	1587,1	1512,1	1230	1230	1230
То же через пароохладитель, включенный по параллельной схеме, т/ч	50	80	—	133	—	—
Давление питательной воды, МПа (кгс/см ²)	34 (340)			34 (340)		
Температура: воды на входе в ПВД, °С	169,1	195,7	240,2	168,8	196,8	241,9
питательной воды за собственно подогревателем, °С	195,7	240,2	266,3	194,6	240,5	269,5
воды на выходе из ПВД, °С	195,7	240,2	269,1	196,8	241,9	272
воды за группой ПВД, °С	—	—	271,7	—	—	274,8
Недогрев воды в собственно подогревателе, °С	4,7	7,7	3,9	3,8	3,8	3,5
Конечный недогрев воды в подогревателе, °С	4,7	7,7	1,4	1,8	2,7	1,2
Температура: пара за пароохладителем, °С	227,3	262,3	276	225	—	—
конденсата за охладителем дренажа, °С	179	209,2	247,6	178,3	215,1	252,1
Паровое сопротивление пароохладителя, МПа (кгс/см ²)	0,05 (0,5)	0,05 (0,5)	0,018 (0,18)	0,03 (0,3)	0,02 (0,2)	0,02 (0,2)
Расход пара на ПВД, т/ч	71,8	151	104,2	50,6	111	89,5
Гидравлическое сопротивление блока ПВД, МПа (кгс/см ²)	0,64(6,4)			—		

Примечание. Конечный недогрев воды в ПВД с параллельными пароохладителями принимается условно равным недогреву в собственно подогревателе.

охладителе дренажа 1,8 м/с, собственно подогревателе 1,4 м/с и в пароохладителе 1,8 м/с.

Поверхности нагрева однокорпусных и двухкорпусных ПВД выполнены в виде одноплостных змеевиков из труб $\varnothing 32 \times 5$ мм. Пар в пароохладителе и конденсат в охладителе дренажа движутся перпендикулярно плоскости навивки змеевика и с помощью перепускных коробов совершают многоходовые движения: в пароохладителях двухпоточные, в охладителях дренажа однопоточные. Дренаж поступает в охладитель дренажа снизу, т. е. перед входом в него имеется как бы сифон, повышающий надежность и экономичность работы.

В табл. 4.4 приведены расчетные характеристики ПВД блоков 500 и 800 МВт при полной нагрузке.

Для устойчивой работы клапанов регуляторов уровня воды в корпусах ПВД важное значение имеет правильная их профилировка. Методика расчета клапанов ПВД, учитывающая проскоки пара с конденсатом и частичное вскипание конденсата в процессе дросселирования, изложена в [1.1, 1.2]. Обычно профили клапанов ПВД № 7 и ПВД № 8 имеют два основных участка:

участок регулирования, имеющий линейную расходную характеристику и площадь проходного сечения, соответствующую требуемому расчетному расходу;

участок резервирования, включаемый в работу при аварийной перепитке подогревателя.

Первый участок составляет примерно 65 %, второй — 35 % хода клапана.

Защита ПВД от повышения уровня воды и недопустимого повышения давления предотвращает возможность заброса воды в турбину и разрушение корпусов ПВД при разрыве трубной системы. Защита реагирует на уровень воды в ПВД и имеет два предела срабатывания. При подъеме уровня в любом из трех ПВД выше первого предела защита воздействует на впускной клапан, который отключает ПВД и направляет воду в обвод ПВД по линии холодного питания. Одновременно закрываются задвижки подачи пара к ПВД. Если уровень в ПВД продолжает повышаться, то при достижении второго предельного значения защита действует на останов питательных насосов, что приводит к останову блока. Поскольку последующий разворот блока связан со значительными потерями топлива и конденсата, важно обеспечить надежное (безотказное) срабатывание защиты при достижении первого предельного уровня в ПВД.

Основным элементом указанной защиты является арматура ТКЗ — впускной и обратный клапаны. Впускной клапан отключает ПВД от питательных насосов, обратный клапан — от котла. Впускной клапан приводится в действие гидроприводом. В качестве силовой жидкости гидропривода применяется либо питательная вода, либо конденсат от напора конденсатных насосов. На рис. 4.22 приведены два варианта этой защиты: первый вариант (рис. 4.22, а) прошел эксплуатационную проверку до 1969 г., второй (рис. 4.22, б) — после 1969 г.

Как показывает опыт, при разрыве коллектора трубной системы паровое пространство ПВД заполняется за 8—10 с. Поэтому важнейшим показателем качества и надежности работы защиты ПВД является ее быстродействие.

Надежная и безопасная эксплуатация блоков может быть обеспечена при выполнении защитными устройствами ПВД следующих требований: время срабатывания защиты от момента достижения уставки срабатывания до момента посадки впускного клапана не должно превышать 5 с;

приводы впускных клапанов должны плотно прижимать тарелки к уплотнительным поверхностям седла и стакана;

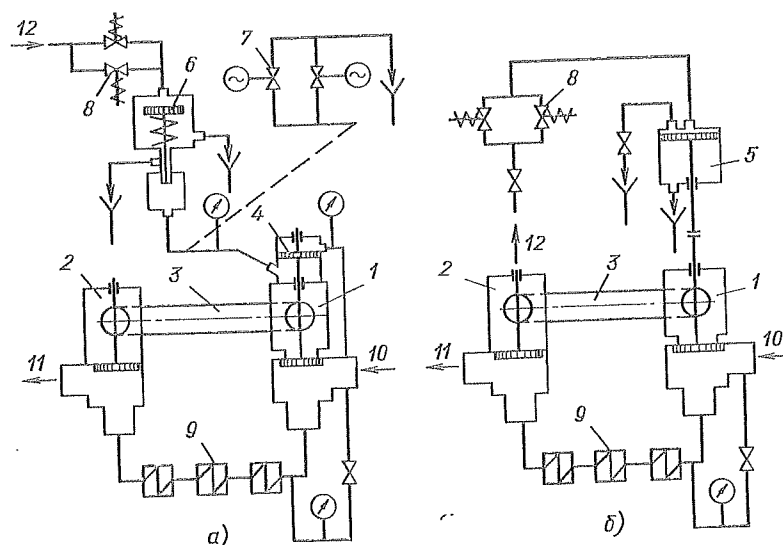


Рис. 4.22. Схемы защиты ПВД от повышения уровня конденсата:

а — до 1969 г.; б — после 1969 г.; 1 — впускной клапан; 2 — обратный клапан; 3 — скоростной байпас; 4 — встроенный гидропривод впускного клапана; 5 — вынесенный гидравлический сервопривод; 6, 7 — автоматические клапаны соответственно с гидроприводом или с электроприводом (вариант); 8 — импульсный клапан; 9 — ПВД; 10, 11 — вход и выход питательной воды; 12 — вход импульсной жидкости

гидроприводы защитных устройств должны питаться силовой водой из источников, гарантирующих подачу этой воды в течение всего времени работы питательных насосов;

каждое защитное устройство должно быть оснащено двумя параллельно включенными импульсными клапанами с электропитанием от разных сборок;

схема исполнительской части защиты должна быть достаточно простой без промежуточных элементов (в частности, гидроусилителей).

Время срабатывания защиты зависит от диаметра поршня гидропривода, давления конденсата, пропускной способности линии, подводящей конденсат к сервомотору, быстродействия импульсных клапанов, устанавливаемых на этих линиях.

Надежность ПВД зависит также от качества работы регуляторов уровня. В тепловых схемах отечественных блоков принята каскадная схема слива дренажей ПВД. Уровень в ПВД поддерживается регулирующими клапанами, устанавливаемыми за каждым подогревателем. Как показывает опыт, каскадная схема стока конденсата греющего пара создает условия для повышения давления в корпусах первого и второго (по ходу воды) ПВД до давления в следующем, более высоком отборе. В частности, после отключения защиты ПВД по воде пар из подогревателей, питаемых отбором более высокого давления, через линию отвода конденсата может перетекать в ПВД с меньшим расчетным давлением, что может привести к повышению давления в их корпусах выше допустимого.

Для уменьшения вероятности этого к клапанам регуляторов уровня должно предъявляться требование обеспечения герметичности в закрытом положении. На ряде электростанций находит применение, например, запорно-регулирующий клапан поворотного-торцевого типа (рис. 4.23). Вместе с тем реализация указанного требования не исклю-

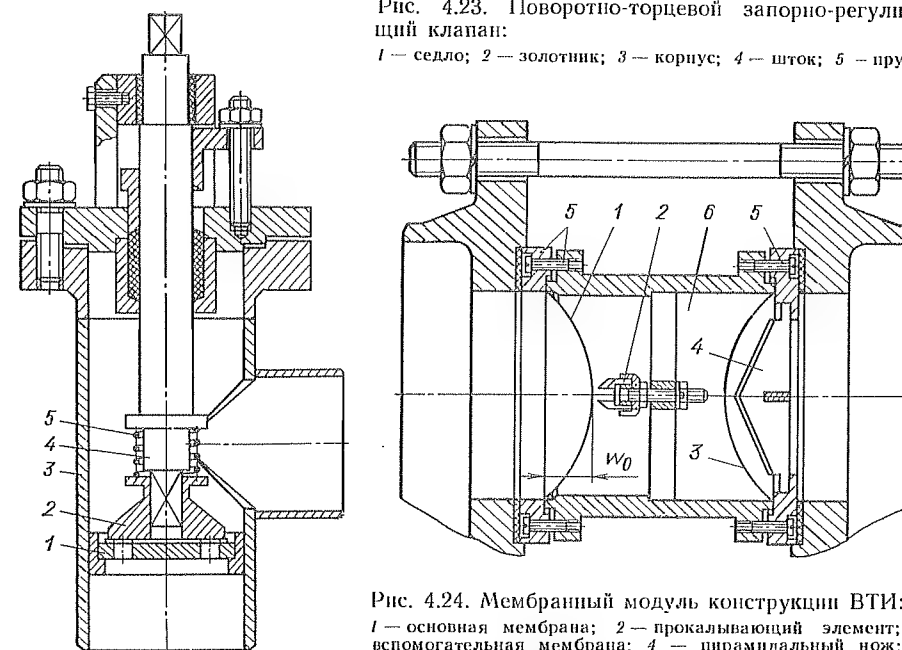


Рис. 4.23. Поворотно-торцевой запорно-регулирующий клапан:

1 — седло; 2 — золотник; 3 — корпус; 4 — шток; 5 — пружина

Рис. 4.24. Мембранный модуль конструкции ВТИ:

1 — основная мембрана; 2 — прокалывающий элемент; 3 — вспомогательная мембрана; 4 — пирамидальный нож; 5 — заземляющие элементы; 6 — межмембранный объем, сообщенный с атмосферой

чает возможности недопустимого повышения давления в корпусах первого и второго ПВД. Для их защиты устанавливаются предохранительные клапаны или разрывные мембраны (рис. 4.24). Последние изготавливаются из листовой стали 1Х18Н9Т с толщиной и диаметром, выбираемыми по заданному разрывному давлению [1.2].

При закрытии впускного клапана закрываются и задвижки подачи пара в ПВД. Вместе с тем, учитывая разные длительности закрытия арматуры на воде и паре, а также возможность неплотного закрытия паровых задвижек, после прекращения подачи воды пар может продолжать поступать в ПВД. Это приводит к разогреву замкнутого объема воды в трубной системе ПВД и повышению давления, что может явиться причиной аварии. Во избежание этого на обводе отключающей задвижки за (по ходу воды) ПВД последовательно устанавливают два обратных клапана, через которые при росте давления в трубной системе выпускается некоторое количество воды.

Наибольшую опасность в отношении заброса воды в турбину представляют ПВД, так как в них перепад давлений воды в трубной системе и греющего пара максимален.

Во избежание этого выполняется система быстродействующих обратных клапанов отборов (КОС) с гидроприводами (последнее время — с мембранно-клапанными гидроприводами). Рабочим телом системы является конденсат с давлением 0,6—0,9 МПа (6—9 кгс/см²), отбираемый за конденсатными насосами первого подъема. Система содержит электрогидравлические импульсные мембранные клапаны, в которых электрический импульс, поступающий от выключателя генератора или стопорных клапанов турбины, преобразуется в гидравлический.

Исполнительная часть системы представляет собой мембранные сервомоторы с пружинами одностороннего действия, которые посредством тяги и рычагов действуют на паровые затворы. Закрытие обратных клапанов с мембранным гидроприводом с момента подачи импульсов происходит за 0,6 с (КОС старой конструкции — за 3—5 с).

В мембранном гидроприводе сервомоторы включаются в работу, когда прекращается подача жидкости, и поэтому их защитная функция осуществляется также и в случае аварийного отключения источника питания.

При останове блока в случае неплотности обратного клапана любого из питательных насосов часть горячей воды, содержащейся в ПВД и питательных трубопроводах за ними, вытесняется обратным ходом и расширяется. Вследствие этого давление во всасывающем коллекторе может превысить допустимое значение. В целях предотвращения этого явления между всасывающими коллекторами питательного и бустерного насосов в последнее время стали устанавливаться мембранные модули (рис. 4.24) конструкции ВТИ [4.9].

Предельная уставка срабатывания мембранных модулей должна составлять 3,2 МПа (32 кгс/см²). При превышении давления в защищаемом всасывающем коллекторе сверх заданного значения основная мембрана принудительно разрушается прокалывающим элементом, с которым вступает во взаимодействие. Разрушение основной мембраны автоматически влечет за собой и разрушение вспомогательной мембраны с полным освобождением проходного сечения устройства.

Эксплуатация поверхностных подогревателей низкого давления

В отечественной и зарубежной энергетике в качестве регенеративных подогревателей низкого давления (ПНД) применяются главным образом аппараты поверхностного типа. Для изготовления поверхностных аппаратов требуется значительное количество дефицитных и дорогостоящих материалов — латуни и нержавеющей стали (например, масса трубной системы одного ПНД блока 300 МВт 3,2 т, а блока 800 МВт более 8,0 т). Кроме того, при использовании латунных трубок происходит снижение экономичности турбин из-за отложений меди в их проточ-

Таблица 4.5. Основные технические характеристики ПНД¹

Наименование	ПНД для турбины			
	ПН-700-29-7 (ПНД № 1)	ПН-700-29-7-11 (ПНД № 2)	ПН-900-29-7-1 (ПНД № 3)	ПН-1000-29-7-11 (ПНД № 4)
Площадь поверхности теплообмена, м ² :				
зоны КП	722	1000	705	936
зоны ОП	—	—	—	79
зоны ОК	—	—	—	—
Номинальный расход основного конденсата, т/ч	1067,3	1067,3	1179	1179
Гидравлическое сопротивление при номинальном расходе основного конденсата, кПа (м вод. ст.)	67 (6,7)	69 (6,9)	78 (7,8)	91 (9,1)
Абсолютное давление пара на входе в подогреватель, МПа (кгс/см ²)	0,015 (0,15)	0,08 (0,8)	0,15 (1,5)	0,29 (2,9)
Недогрев до температуры насыщения (с учетом зоны ОП), °С	3,5	3,0	2,2	1,9

¹ Обозначения аппаратов приняты по ОСТ 108.271-17-76.

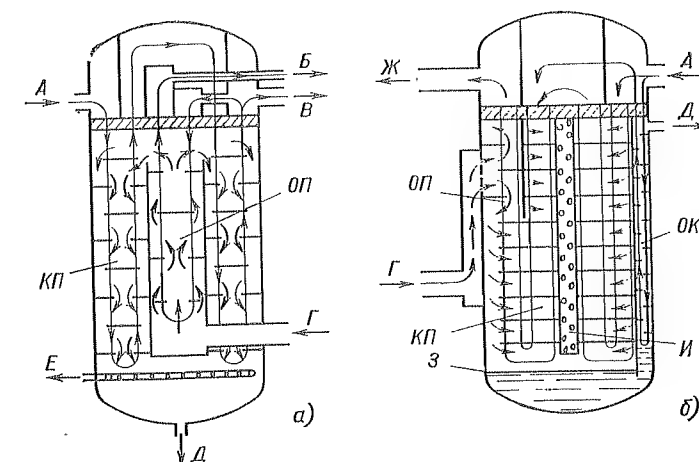


Рис. 4.25. Схемы движения теплоносителей в подогревателях ПН-1000-29-7-11 (а) и ПН-2300-32-7-11 (б):

А — вход основного конденсата; Б — выход части потока основного конденсата после зоны охлаждения пара; В — выход основного конденсата после зоны конденсации; Г — вход пара; Д — отвод конденсата; Е — отсос паровоздушной смеси; Ж — выход основного конденсата после охладителя пара; З — минимальный уровень конденсата; И — воздухоотсасывающее устройство; ОП — охладитель пара; ОК — охладитель конденсата

ной части. В зависимости от условий работы турбины снижение ее экономичности может достигать 3—7% и более [1.2]. Наличие латунных трубок в конденсатном тракте блока не позволяет также использовать эффективные методы борьбы с коррозией стальных поверхностей (например, повышение рН питательной воды котла). В связи с этим возникает необходимость применения трубок из нержавеющей стали, что приводит к увеличению стоимости подогревателей в 2—3 раза.

В системах регенерации низкого давления основной конденсат в турбинах ХТЗ подогревается в пяти, в турбинах ЛМЗ — в четырех поверхностных ПНД.

К-500-240-2		ПНД для турбины К-800-240-3			
ПН-1000-29-7-III (ПНД № 5)		ПН-1500-32-7-III (ПНД № 1)	ПН-1600-32-7-IV (ПНД № 2)	ПН-2300-32-7-II (ПНД № 3)	ПН-2400-32-7-I (ПНД № 4)
805		1630	1550	1858	2224
88		—	—	264	196
—		—	—	110	—
1271		1752,8	1752,8	2072,5	2072,5
81 (8,1)		115 (11,5)	111 (11,1)	120 (12,0)	120 (12,0)
0,5 (5,0)		0,0208 (0,208)	0,111 (1,11)	0,283 (2,8)	0,586 (5,86)
2,5		3,0	3,0	1,1	0,3

В табл. 4.5 приведены основные технические характеристики укрупненных ПНД турбин К-500-240-2 и К-800-240-3. Первые по ходу конденсата ПНД № 1 — ПНД № 3 содержат только зоны конденсации пара, а в ПНД № 4 и ПНД № 5 дополнительно введены встроенные зоны для снятия перегрева пара. Охладители пара подогревателей ПНД № 4 и ПНД № 5 включены последовательно по отношению к зонам конденсации этих аппаратов. Часть конденсата, прошедшая через охладитель пара, смешивается с основным потоком конденсата непосредственно за данным подогревателем (рис. 4.25). В подогревателях ПНД № 1 и ПНД № 2 имеются только зоны конденсации пара, а в ПНД № 3 и ПНД № 4 — также и встроенные охладители перегретого пара. В ПНД № 3, кроме того, предусмотрен встроенный охладитель конденсата греющего пара.

В подогревателях для серийных блоков 500 и 800 МВт наметился отказ от традиционного выполнения ряда узлов. Трубная доска выполнена вварной, фланцевый разъем на корпусе размещен выше патрубков основного конденсата, для трубных пучков применены трубки из стали 12Х18Н10Т. Во фланцевом разьеме использовано мембранное уплотнение взамен недостаточно надежного уплотнения с паронитовой прокладкой.

Все подогреватели для блоков 500 и 800 МВт выполнены однокорпусными, вертикального типа, с верхним расположением водяных камер. Трубные пучки состоят из U-образных труб с наружным диаметром 16 мм и толщиной стенки 1,2 мм (отдельные ряды имеют толщину стенки 2,0 мм). Крепление труб в трубной доске вальцовочное.

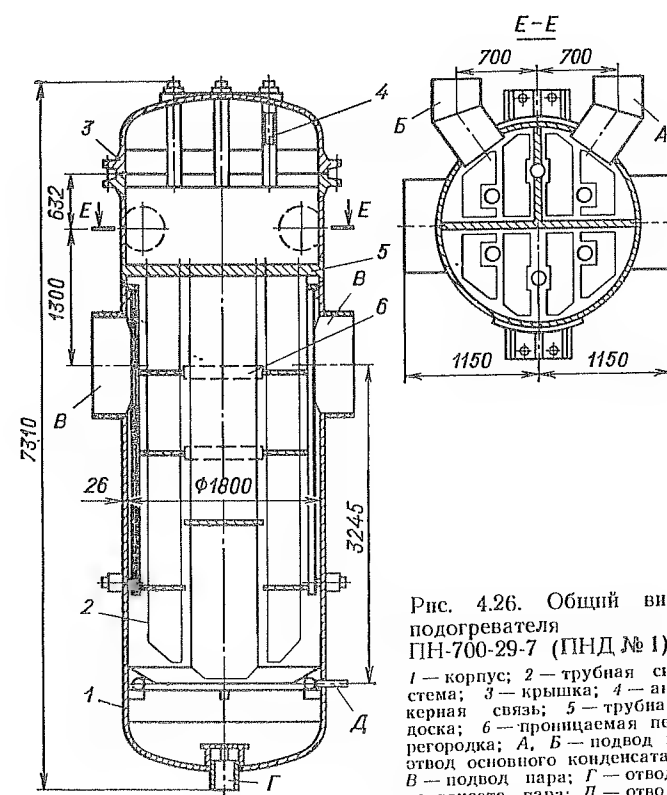


Рис. 4.26. Общий вид подогревателя ПН-700-29-7 (ПНД № 1): 1 — корпус; 2 — трубная система; 3 — крышка; 4 — анкерная связь; 5 — трубная доска; 6 — проникаемая перегородка; А, Б — подвод и отвод основного конденсата; В — подвод пара; Г — отвод конденсата пара; Д — отвод паровоздушной смеси

Для предотвращения вибрации трубок под действием набегающего парового потока в средней по высоте части трубного пучка устанавливаются перегородки. В районе гибов трубки дистанционируются друг от друга штампованными пластинами, проложенными между каждым рядом трубок и скрепленными между собой скобами [1.2]. Основной конденсат совершает в трубной системе аппарата четыре хода, создаваемых двумя вертикальными перегородками в водяной камере (рис. 4.26). Греющий пар поступает в верхнюю часть парового пространства подогревателя по двум патрубкам и движется, огибая перегородки, вниз к воздухоотсасывающему устройству, выполненному в виде кольцевой перфорированной трубы и расположенному в нижней части корпуса.

При эксплуатации систем низкого давления блоков 300, 500 и 800 МВт выявилась пониженная плотность вакуумных систем турбин и, как следствие этого, поступление в паровые полости ПНД № 1 и ПНД № 2, работающих при давлении пара ниже атмосферного, больших количеств воздуха, с удалением которых не справляется система воздухоотсоса аппаратов. В результате этого их тепловая эффективность резко понижается (снижаются тепловые нагрузки и значения коэффициентов теплопередачи, сильно растут недогревы основного конденсата).

Подогреватели ПНД № 3 и ПНД № 4, работающие с избыточным давлением пара в корпусах, эксплуатируются с повышенными против расчетных тепловыми нагрузками (особенно ПНД № 3). Следствием этого являются превышение в 1,5—2 раза расчетных скоростей парового потока, набегающего на трубки поверхности нагрева в аппаратах, и возникновение вибрации труб, что приводит к достаточно частым их повреждениям. По этой причине на ряде блоков 300 МВт замена трубных пучков ПНД № 3 и ПНД № 4 потребовалась через 6—7 лет эксплуатации при гарантийном сроке службы 30 лет [1.2].

Недогревы основного конденсата в ПНД № 1 иногда достигают 10—12 °С, а в ПНД № 2 — 15—17 °С против 3—4 °С по проекту. Причиной этого кроме отмеченной пониженной плотности вакуумной части турбин являются некоторые конструктивные недостатки, допущенные при проектировании, изготовлении и ремонте подогревателей.

Например, из-за неудачного расположения трубного пучка по отношению к патрубку подвода греющего пара в ПНД № 2 сильно сужается площадь сечения для прохода пара и полное гидравлическое сопротивление парового тракта иногда достигает 40—45 кПа (4—4,5 м вод. ст.). Установка дополнительного ввода пара в корпус позволяет снизить недогрев основного конденсата с 15—17 °С до 7—8 °С при одновременном существенном снижении парового сопротивления этих аппаратов. Возможные варианты конструктивного выполнения этого узла подробно освещены в [1.2].

Повышенное (до 7—9 °С) значение недогрева основного конденсата в ПНД № 1 и ПНД № 2 объясняется главным образом неэффективностью системы удаления неконденсирующихся газов (воздуха) из корпусов этих аппаратов. Основные причины, снижающие тепловую эффективность этих аппаратов, следующие:

поступление греющего пара в систему отвода воздуха, что приводит к ее запариванию и оттеснению от нее воздуха, который постепенно накапливается в трубной системе и фактически выключает из теплообмена часть поверхности нагрева;

попадание стекающего с поверхности труб и из гидрозатвора конденсата греющего пара в систему отвода воздуха;

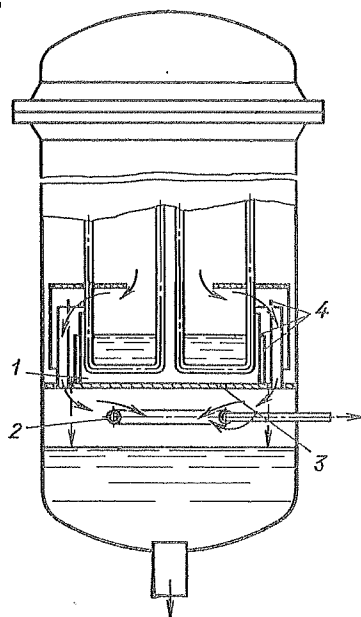


Рис. 4.27. Схема реконструкции системы отвода воздуха из вакуумных ПНД № 1 и ПНД № 2 турбин К-500-240-2 и К-800-240-3, предложенная ЦКТИ:

1 — лоток для затопления гибов трубок поверхности нагрева конденсатом греющего пара; 2 — воздухоотводящая кольцевая труба; 3 — перфорированное днище; 4 — боковые стенки днища, образующие гидрозатвор

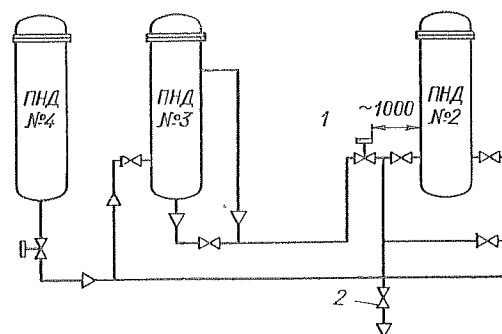


Рис. 4.28. Схема реконструкции системы отвода конденсата греющего пара из ПНД № 3 в ПНД № 2:

1 — перенесенный регулирующий клапан; 2 — сброс в конденсатор

отсутствие необходимой организации движения потока пара на отдельных участках трубной системы и образование по этой причине застойных, плохо вентилируемых паром зон;

расположение нижней части трубного пучка (гибы трубок поверхности нагрева) в области, где скорость практически равна нулю (ее значение определяется в основном количеством отводимой из аппарата паровоздушной смеси). Поэтому возможно образование застойных зон, в которых также накапливается воздух.

Для устранения указанных недостатков в эксплуатации реконструируются системы отвода воздуха из вакуумных подогревателей (рис. 4.27) путем организации двух ступеней повышения концентрации воздуха в отводимой паровоздушной смеси и увеличения средней скорости пара в трубном пучке [1,2].

Относительно небольшой перепад давлений между ПНД № 3 и ПНД № 2 [например, на турбине К-800-240-3 он равен 0,16 МПа (1,6 кгс/см²)] вызывает необходимость уменьшения гидравлического сопротивления линии отвода конденсата греющего пара из ПНД № 3 в ПНД № 2. С этой целью устанавливаются клапан, регулирующий уровень в ПНД № 3 непосредственно перед ПНД № 2 (рис. 4.28).

Таким образом, задача эксплуатации систем регенерации низкого давления состоит прежде всего в обеспечении высокой и стабильной тепловой эффективности вакуумных ПНД. Поэтому в последнее время на ряде блоков поверхностные ПНД № 1 и ПНД № 2 заменили смешивающими (контактными) подогревателями.

Эксплуатация смешивающих подогревателей

К настоящему времени турбины К-300-240 ЛМЗ и ХТЗ успешно эксплуатируются с комбинированной системой регенерации — с одним или

Рис. 4.29. Гравитационная схема регенерации низкого давления турбин К-300-240 со смешивающими подогревателями ПНД № 1 и ПНД № 2:

1 — конденсатор; 2, 3 — конденсатные насосы соответственно первой и второй ступени; 4 — линия аварийного перелива из ПНД № 2 в конденсатор; 5 — гидрозатворы; 6 — линия аварийного перелива из водоперепускных труб в конденсатор; 7, 8 — подвод конденсата соответственно для заполнения и расколаживания гидрозатвора; 9, 10 — подвод пара из отбора турбины соответственно к ПНД № 1 и ПНД № 2

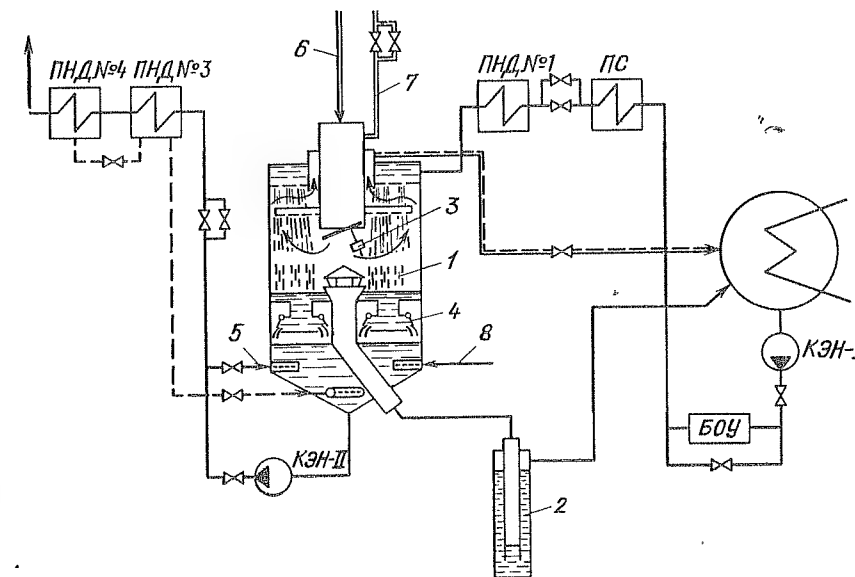
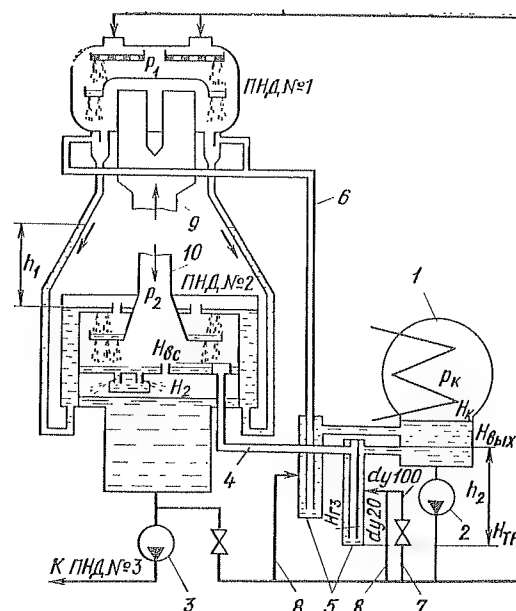


Рис. 4.30. Схема регенерации низкого давления турбин К-300-240 ЛМЗ со смешивающим ПНД № 2:

1 — смешивающий ПНД № 2; 2 — гидрозатвор аварийного перелива; 3 — обратный клапан отбора; 4 — сливные обратные клапаны; 5 — рециркуляция конденсата; 6 — пар VII отбора турбины; 7 — пар от уплотнений турбины; 8 — слив конденсата из уплотнений питательных насосов; — — — — конденсат; — — — — пар; — — — — паровоздушная смесь; — — — — конденсат греющего пара ПНД

двумя вакуумными смешивающими (контактными) ПНД. Наибольшее распространение получила так называемая гравитационная схема включения двух смешивающих ПНД № 1 и ПНД № 2, при которой подогреватели размещаются на разных геодезических отметках и конденсат из верхнего аппарата с меньшим давлением в нижний аппарат с боль-

шим давлением поступает самотеком без установки перекачивающего насоса (рис. 4.29). Широко применяется также более простая схема с одним смешивающим ПНД (рис. 4.30), особенно при реконструкции действующих блоков 300 МВт, а также для новых блоков, где использование гравитационной схемы затруднено по условиям компоновки.

В связи с большой разностью давлений между последним и предпоследним отборами перспективных турбин К-800-240-4 решено применить схему с промежуточными насосами между смешивающими подогревателями. Для эксплуатационной проверки и накопления опыта подобная схема внедрена в настоящее время на одной из турбин К-300-240 (рис. 4.31).

Опыт эксплуатации турбин с комбинированной системой регенерации показывает, что при установке смешивающих ПНД № 1 и ПНД № 2 или одного ПНД № 2 работа всей системы регенерации низкого давления заметно улучшается. Это проявляется в следующем:

увеличивается температура основного конденсата за ПНД № 2 на 10—20 °С;

уменьшается тепловая нагрузка в поверхностях ПНД № 3 и ПНД № 4, что приводит к уменьшению скорости парового потока и парового сопротивления и практически исключает вывод из строя трубок. Температура основного конденсата за ПНД № 3 увеличивается на 5—7 °С, за ПНД № 4 — на 1—2 °С;

демонтируется за ненадобностью группа сливных насосов;

повышаются надежность и устойчивость работы конденсатных насосов первой и второй ступеней в связи с появлением между ними разделительной водяной емкости, находящейся в ПНД № 2;

улучшается работа уплотнений питательных насосов при подводе в них основного конденсата, нагретого в ПНД № 2, и снижаются в связи с этим потери теплоты;

уменьшаются отложения меди в проточной части турбины.

Повышение экономичности турбины только за счет первых трех факторов составляет 0,4—0,5 % по удельному расходу теплоты в зависимости от реального недогрева основного конденсата до температуры насыщения греющего пара в исходной схеме с поверхностными ПНД.

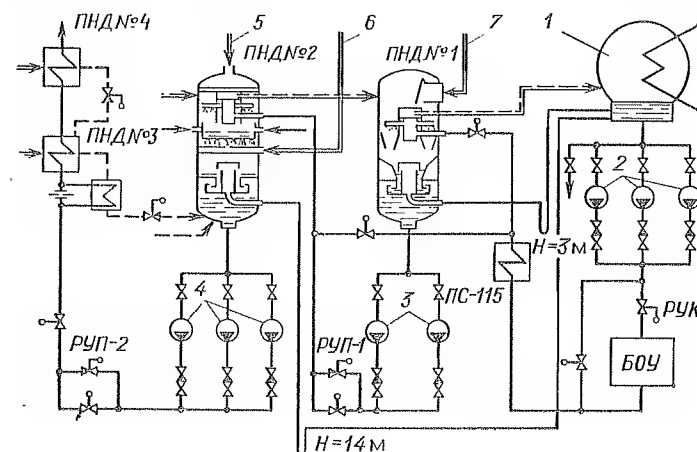


Рис. 4.31. Схема регенерации низкого давления турбины К-300-240 ЛМЗ со смешивающими подогревателями ПНД № 1, ПНД № 2 и перекачивающими насосами:

1 — конденсатор; 2 — насос КЭН-1; 3 — насос КЭН-2; 4 — насос КЭН-3; 5 — пар из VII отбора; 6 — пар из уплотнений; 7 — пар из VIII отбора

При эксплуатации смешивающих подогревателей актуальным вопросом является надежная работа защитных устройств, исключающих заброс воды в турбину. Вода может попасть в турбину в двух случаях: при затоплении смешивающего подогревателя и при сбросе турбинной нагрузки, когда в результате падения давления происходит вскипание воды и обратное движение пароводяной смеси. Затопление подогревателя и паропровода происходит при нарушении баланса по подводу и отводу основного конденсата, которое может произойти вследствие выхода из строя клапана регулятора уровня или перекачивающих насосов. При полном расходе основного конденсата затопление смешивающего подогревателя происходит за 3—4 мин.

Поверхностные аппараты затопляются значительно медленнее, если, конечно, одновременно не выйдет из строя большое количество труб. Поэтому требования к надежности и быстродействию защиты от затопления у смешивающего подогревателя несравненно более жесткие. Для этого предусматривается безарматурная защита в виде трубопровода с гидрозатвором, соединяющего подогреватель с конденсатором (см. рис. 4.29 — 4.31). Высота гидрозатвора выбирается таким образом, чтобы столб воды в нем уравновешивал максимальную разность давлений между данным подогревателем и конденсатором. Гидрозатвор заполняется конденсатом из конденсатора, температура которого со временем увеличивается в связи с конденсацией пара на поверхности воды в колоне гидрозатвора, соединенного с подогревателем.

Во избежание вскипания воды в гидрозатворе и выбивания из него водяной пробки предусматривается постоянный добавок холодного конденсата от насосов первой ступени. В последнее время подается в опускающее колено гидрозатвора небольшое количество воздуха, который заполняет свободную от воды часть линии вплоть до подогревателя и препятствует проникновению в нее пара. В этом случае исключаются постоянные потери теплоты от конденсации пара в гидрозатворе и уменьшается расход энергии на подачу добавка конденсата.

Самой естественной защитой от обратного потока влажного пара при сбросе турбиной нагрузки являлся бы обратный клапан на паропроводе отбора, установленный, как обычно, около турбины. Однако при большом диаметре паропровода клапан становится громоздким, дорогим и малонадежным. Кроме того, из-за большого сопротивления этого клапана использование вакуумных ПНД и особенно ПНД № 1 становится малоэффективным. Поэтому на практике отказываются от установки обратных клапанов на паропроводах, а для защиты турбин от выноса влаги при сбросе нагрузки отделяют водяную емкость от нагревательного отсека горизонтальной перегородкой с обратными клапанами; выбирают расстояние между этой перегородкой и выходным сечением паровпускного патрубка, в 4—5 раз превышающее высоту макси-

Таблица 4.6. Экономия затрат на турбинах ЛМЗ

Марка турбины	Экономия в расчете на один блок			Годовая экономия топлива в расчете на один блок, т
	трудозатрат, нормо-ч	нержавеющей стали, кг	углеродистой стали, кг	
К-300-240	1000	4400	500	1500
К-800-240	4000	35 200	38 400	4800

мально возможного слоя воды над перегородкой в аппарате, устанавливают облегченный, встроенный в корпус подогревателя паровой обратный клапан.

Опыт эксплуатации турбин К-300-240 свидетельствует о том, что устойчивость, надежность и экономичность работы всей системы регенерации при установке двух смешивающих ПНД или даже только одного ПНД № 2 значительно повышаются. Внедрение смешивающих подогревателей в схемах регенерации турбин дает [4.11] значительную экономию топлива, металла и трудозатрат (табл. 4.6).

Эксплуатация термических деаэраторов

Глубина удаления коррозионно-активных газов (O_2 , CO_2) в термических деаэраторах повышенного давления (0,6—0,8 МПа) пропорциональна степени подогрева воды до температуры насыщения при данном давлении и зависит от гидравлической и тепловой нагрузок, исходных концентраций газов O_2 и CO_2 , рабочего давления, скорости изменения нагрузок, удельного расхода пара и др. В процессе эксплуатации деаэраторы должны обеспечивать глубокую деаэрацию воды при изменении гидравлической нагрузки в 3—4 раза, тепловой нагрузки в 12—16 раз (относительно номинального значения), давления в 5 раз и нагрева воды в колонке на 10—70 °С.

Эти условия далеко не всегда выполняются даже в серийных деаэраторах новейших модификаций, а в одноступенчатых деаэраторах при резкопеременных нагрузках они часто нарушаются. Особенно усложняется работа деаэраторов по мере увеличения в них нагрева воды. Это происходит из-за того, что греющий пар не в состоянии конденсироваться и обеспечивать равномерный эффективный нагрев воды по всей высоте колонки, так как теплообмен зависит от интенсивности гидродинамического взаимодействия фаз. Поскольку же с уменьшением температуры исходной воды массовая конденсация пара в основном происходит в нижней части колонки, то на участке выше этой зоны процесс взаимодействия фаз ухудшается, следовательно, ухудшается тепло- и массообмен. Кроме того, с уменьшением температуры исходной воды в верхней части колонки растет парциальное давление газов O_2 и CO_2 , способствующее ухудшению нагрева. Чтобы частично сгладить отрицательное влияние недогрева, организуют дополнительную вентиляцию колонки некоторым расходом пара, который в смеси с отводимыми газами получил название выпара. Однако при этом теряется значительная часть теплоты, а в отдельных схемах — и часть дорогостоящего конденсата. Эти потери становятся ощутимыми по мере укрупнения деаэраторов, используемых на блоках СКД.

При установленной норме выпара 1,5—2 кг/т деаэрируемой воды применительно к блокам мощностью 800 и 1200 МВт общие расходы пара составляют соответственно 3900 и 5200 кг/ч, что соответствует 19,5 и 26 Гкал/ч [4.11].

При работе блоков СКД в широком диапазоне нагрузок и эксплуатации деаэраторов в режимах скользящего давления регулирование глубины деаэрации воды путем изменения расхода пара усложнилось. Трудности возникают при вынужденном отключении ПНД и в пусковые периоды блоков, когда нагрев воды в колонке может в 2—3 раза превысить номинальное значение.

Недостаточность удельного расхода пара обычно приводит к увеличению в 5—10 раз и более концентрации коррозионно-активных газов в питательной воде. Сопутствующее же повышению нагрева увеличение паровой нагрузки из-за чрезмерно интенсивного фазового взаимодействия между паром и водой может вызывать нарушения в работе деаэрирующих элементов и гидравлические удары* в колонке [4.11].

* Иногда по этой причине скорость снижения нагрузки блоков ограничивают до 2 МВт/мин.

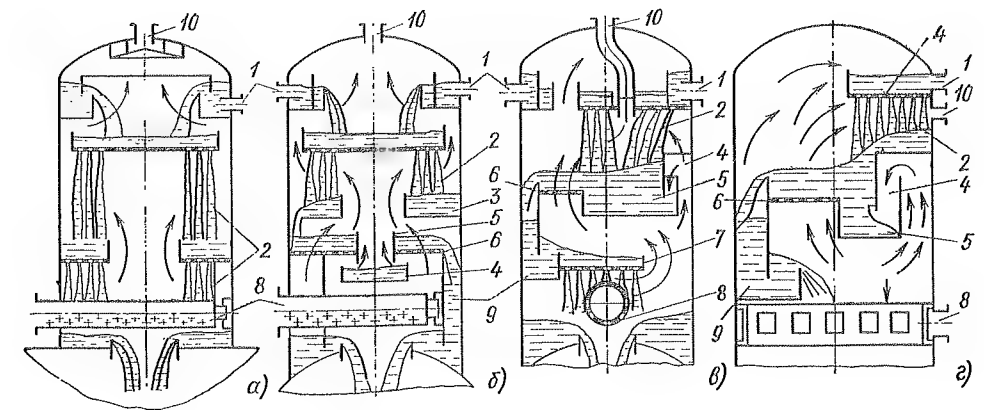


Рис. 4.32. Схемы деаэрационных колонок различных конструкций:

а — одноступенчатая (струйная) колонка ДП-800; б — струйно-барботажная колонка ДП-1000 (800) конструкции ЦКТИ; в — барботажная колонка ДП-1000 конструкции ВТИ; г — унифицированная барботажная колонка ДП-800 конструкции ВТИ; 1 — подвод воды; 2 — струйный отсек; 3 — водо-переливная тарелка; 4 — пароперепускной клапан; 5 — зона выхода клапана; 6 — барботажный участок (основной); 7 — дополнительная вододробящая тарелка; 8 — подвод пара; 9 — водосливное устройство; 10 — отвод выпара

Перечисленные нарушения и трудности особенно характерны для одноступенчатых деаэраторов (рис. 4.32, а) и несколько сглажены при использовании струйно-барботажных колонок, разработанных ЦКТИ и ВТИ (рис. 4.32, б—г).

Однако длительная эксплуатация серийных деаэраторов последних модифицированных конструкций ЦКТИ на блоках 300, 500 и 800 МВт показала, что отмеченные недостатки наблюдаются на всех аппаратах, работающих с резкопеременными и повышенными нагрузками.

При решении указанных проблем стремились снизить чувствительность конечных показателей деаэраторов к режимным факторам, разгружая первую (струйную) ступень деаэрации (рис. 4.32, а—в), поскольку она являлась определяющей в гидродинамическом и тепломассообменном отношениях.

При сокращении расхода выпара и повышении гидродинамической устойчивости стремились дефекты в работе первой ступени компенсировать барботажной ступенью. Снижение недогрева воды и интенсивности фазового взаимодействия в первой ступени ВТИ предложено обеспечить путем частичной конденсации пара, байпасируемого помимо основного барботажного участка, в слой воды перед ее поступлением на основной участок (рис. 4.32, в). Относительно ослабленное влияние удельного расхода пара достигнуто также существенным улучшением барботажной, интенсивность которого не зависит от нагрузки и рабочего давления и регулируется пароперепускным клапаном (рис. 4.32, б и г). Последнее наряду с догревом воды практически до температуры насыщения снижает захват газа в бак-аккумулятор. Исключается также возможность повторного растворения газа и, следовательно, влияние исходного содержания газов O_2 и CO_2 .

Исследования и опыт эксплуатации показали [4.11], что устойчивость и глубина удаления O_2 и CO_2 по последней схеме (рис. 4.32, г) не зависят от основных режимных факторов во всем диапазоне их номинальных значений и позволяют в 1,8—2,5 раза снизить удельный расход пара по сравнению с существующими и приблизительно в 1,5 раза по сравнению с серийными деаэраторами последних модификаций. При этом гидродинамическая устойчивость и глубина удаления кислорода не ухудшаются (рис. 4.33).

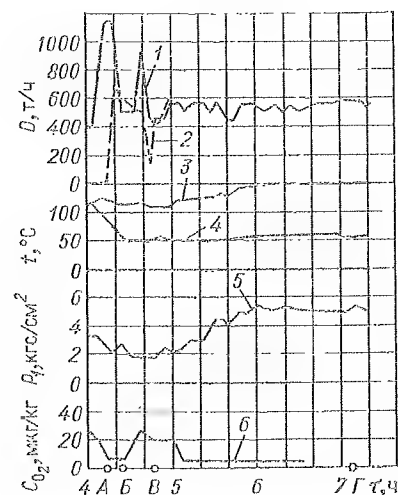


Рис. 4.33. Характеристики работы модернизированного деаэратора ДСП-800 при пуске блока: 1 — расход конденсата; 2 — расход питательной воды; 3 — температура питательной воды; 4 — температура конденсата; 5 — давление в деаэраторе; 6 — содержание кислорода; А — начало прокачки воды через котел; Б — закрытие рециркуляции бустерных насосов; В — розжиг топков; Г — толчок ротора турбины

В настоящее время опыт модернизации деаэраторов ДП-800 по проекту ВТИ распространяется на все блоки СКД. Модернизация, кроме того, уменьшает размеры первой ступени в 2 раза и колонки в целом на 30—50 %, расширяет диапазон тепловых нагрузок на 200 %. Разрабатываются также проекты деаэраторов производительностью 2600, 3600 и 4000 т/ч, рассчитанные на рабочее давление 1,2 МПа, с колонками диаметром 3,4 м и высотой 4,7—6 м, а также бесколонковых деаэраторов с баками-аккумуляторами диаметром 4—4,1 м.

В последние годы ВТИ проводится работа, направленная к отказу от деаэраторов повышенного давления (0,6—0,8 МПа) и бустерных насосов, традиционно применяемых в схемах регенерации турбин всех типов. Интерес к бездеаэрационной схеме повысился в связи с совершенствованием конструкции конденсаторов турбин и повышением их деаэрирующей способности, применением смешивающих подогревателей низкого давления, освоением водного режима с дозированным вводом в основной конденсат кислорода. При бездеаэрационной схеме уменьшаются капитальные затраты из-за отсутствия деаэрационной установки, бустерных насосов, части трубопроводов, арматуры, регуляторов и удешевления здания электростанции. Повышается экономичность турбины в результате снижения затрат энергии на собственные нужды, в частности на бустерные насосы, ликвидации потерь с выпаром деаэратора и, в некоторых схемах, уменьшения дросселирования отборного пара. Сокращается также объем ремонтных работ.

Однако при отказе от деаэратора необходимо решить ряд технических вопросов: обеспечение деаэрации питательной воды, включая предпусковую, надежность работы питательных насосов, схемы сброса высокопотенциальных потоков воды и пара (дренажа ПВД, потока рециркуляции питательных насосов, пара от штоков клапанов и пр.) и схемы подвода пара на уплотнения турбины, пароструйные эжекторы и другие нужды [4.12].

Для получения опыта эксплуатации бездеаэрационной схемы, а также для практической проверки принятых решений реконструирована тепловая схема турбины К-300-240 ЛМЗ одного из блоков 300 МВт Кармановской ГРЭС.

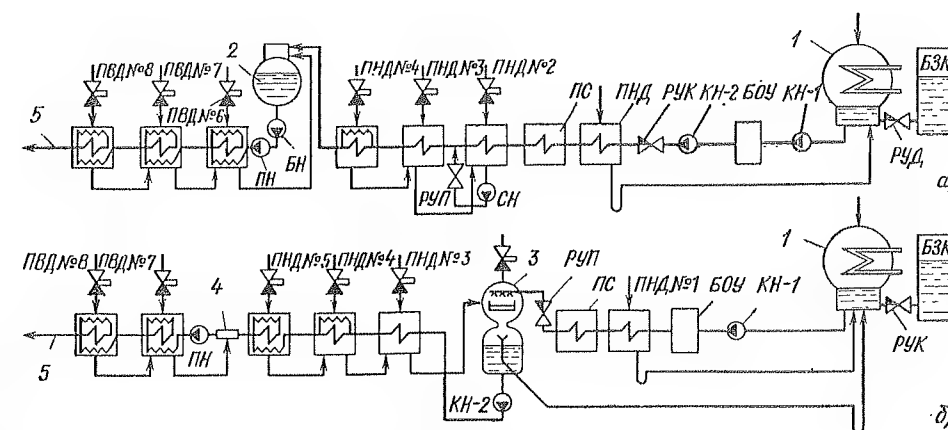


Рис. 4.34. Тепловые схемы турбины К-300-240 ЛМЗ:

а — исходная (до реконструкции); б — бездеаэрационная; 1 — конденсатор; 2 — деаэратор; 3 — смешивающий ПВД № 2; 4 — смеситель; 5 — вода в котел; БЗК — бак запаса конденсата; КН-1, КН-2 — конденсатные насосы I и II ступеней; БОУ — блочная обессоливающая установка; СН — сливные насосы; БН — бустерные насосы; ПН — питательные насосы; РУК — регулятор уровня в конденсаторе; РУП — регулятор уровня в смешивающем подогревателе; РУД — регулятор уровня в деаэраторе; ПС — подогреватель сальниковый

На рис. 4.34 видно, что бездеаэрационная схема значительно проще исходной — в ней нет деаэрационной установки, бустерных и сливных насосов, ПВД № 6, который использован в качестве ПВД № 5, а вместо поверхностного ПВД № 2 установлен смешивающий подогреватель. При реконструкции использовано только существующее оборудование.

При возникновении нарушений в работе тракта низкого давления системой автоматики подается вода из бака запаса конденсата (БЗК) на вход конденсатных насосов II ступени (КН-2), а из конденсатора вода отводится в БЗК. Для повышения экономичности в бездеаэрационной схеме конденсат греющего пара из ПВД № 7 отводится в смеситель, установленный непосредственно на всасе питательных насосов. Это обеспечивает также безаварийный выбег питательных насосов при останове всех насосов КН-2 в связи с использованием воды из водяной емкости подогревателя. Рециркуляция питательных насосов производится в паровой отсек смешивающего подогревателя. Прогрев резервного ПЭН осуществляется через байпас находящегося в закрытом положении клапана рециркуляции. Сигнал на включение ПЭН поступает после полного открытия этого клапана, при этом вода из первой камеры уплотнений питательных насосов и пар из расширителя котла подводятся в ПВД № 5. Пар на уплотнения турбины отбирается из ПВД № 5 после его пароохладителя или подводится из общестанционной магистрали 1,3 МПа. Пар от штоков стопорных и регулирующих клапанов отводится в III отбор турбины.

При эксплуатации бездеаэрационной тепловой схемы подтверждены простота в обслуживании и удобство в управлении, особенно при переключениях и переменных режимах.

Экономия от устранения дросселирования пара IV отбора, лучшего использования пара VII отбора турбины, отказа от бустерных и сливного насосов и ликвидации выпара из деаэратора при стоимости условного топлива 30 руб/т составила 140 тыс. руб. в год на одной турбине 300 МВт (Кармановская ГРЭС) [4.12].

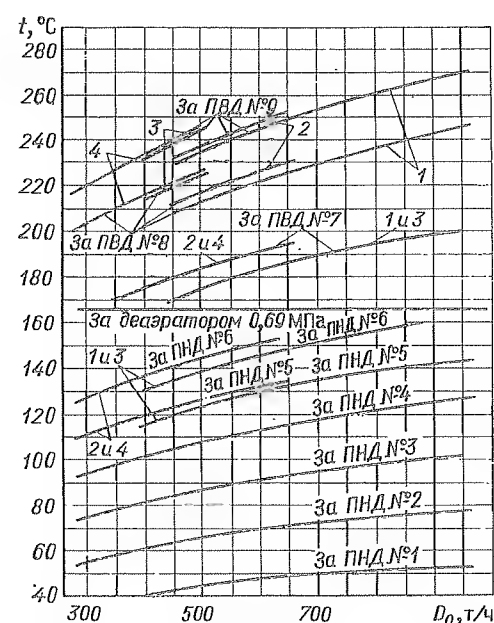
Полученный положительный опыт эксплуатации бездеаэрационной тепловой схемы позволил рекомендовать ее для применения на вновь вводимых в строй блоках Пермской ГРЭС.

Контроль за работой регенеративных подогревателей

При работе турбин все подогреватели высокого и низкого давлений должны использоваться в максимальной степени, а слив дренажей из них должен осуществляться по проектной схеме. При работе подогревателей поверхностного типа контролируются уровни конденсата греющего пара, которые должны находиться в пределах 1/2—1/3 высоты водомерного устройства и поддерживаться автоматически регуляторами уровней. Переполнение парового пространства подогревателя из-за повреждения трубной системы или неудовлетворительной работы регуляторов уровня дренажа греющего пара может привести в случае отказа или задержки действия защитных устройств к попаданию воды в проточную часть турбины через паропроводы отборов и к авариям с тяжелыми последствиями.

Смешивающие подогреватели не имеют трубок, разрыв которых является основной причиной выхода из строя поверхностных ПНД. Поэтому контроль за работой этих подогревателей заключается главным образом в наблюдении и поддержании установленных уровней конденсата в аппаратах, а также в проверке пропускной способности линий аварийного перелива из них в конденсатор. При нормальной работе системы не должно быть перелива конденсата из ПНД № 1 и ПНД № 2 в конденсатор (см. рис. 4.31). Температура запирающего конденсата должна превышать температуру насыщения в конденсаторе не более чем на 5—7 °С. При отклонениях уровней конденсата от допустимых следует выяснить причину и устранить ее.

Например, переполнение ПНД № 2 до аварийного перелива может вызвать срыв гидрозатвора и потерю теплоты с паром, поступающим из ПНД № 2 в конденсатор. Снижение уровня ниже допустимого в этом подогревателе может вызвать срыв работы конденсатного насоса и перерыв в поступлении воды в деаэратор и к потребителям конденсата повышенного давления.



180

Эффективность работы подогревателей контролируется по рекомендациям ПО «Союзтехэнерго» путем сравнения фактической температуры за каждым подогревателем с номинальным ее значением при данной мощности турбины. Это значительно повышает оперативность контроля. Указанная методика [1.2] принята в настоящее время в качестве типовой для автоматизированного контроля регенеративных подогревателей с помощью ЭВМ.

Для примера на рис. 4.35 при-

Рис. 4.35. Температура конденсата и питательной воды турбины К-300-240 ХТЗ при $p_0 = 25,5$ МПа, $t_0 = 540$ °С, $t_{п.н} = 540$ °С, $G_{п.н} = D_0$: 1 — в работе два корпуса котла и ТПН; 2 — то же и ПЭН; 3 — в работе один корпус котла и ТПН; 4 — то же и ПЭН

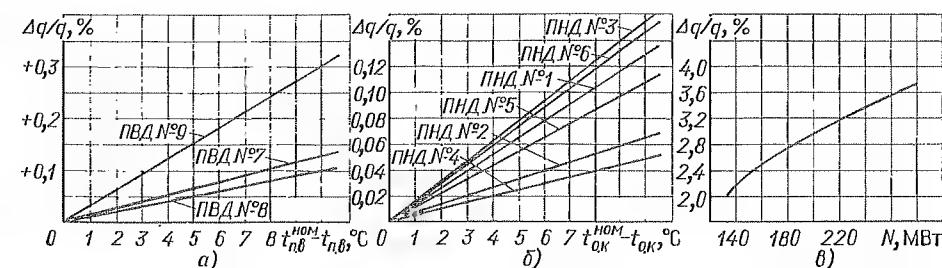


Рис. 4.36. Графики увеличения удельного расхода теплоты турбины К-300-240 ХТЗ: а — при увеличении недогрева питательной воды в подогревателях высокого давления; б — при увеличении недогрева основного конденсата в подогревателях низкого давления; в — при отключении подогревателей высокого давления: $t_{п.н} = \varphi(D_0)$, $t_{о.к} = \varphi(D_0)$ — по графику рис. 4.35; $t_{п.н}$ — измеренная температура питательной воды за подогревателем высокого давления; $t_{о.к}$ — измеренная температура основного конденсата за подогревателем низкого давления

ведены графики экспериментально полученных значений температур конденсата и питательной воды в зависимости от расхода пара на турбину К-300-240 ХТЗ, а на рис. 4.36 — графики изменения удельного расхода теплоты при недогреве питательной воды в подогревателях высокого и низкого давлений до температур в соответствии с графиком рис. 4.35, а также при отключении ПВД.

Снижение нагрева в промежуточном подогревателе вызывает перераспределение нагревов в последующих ступенях. Это обстоятельство позволяет непосредственно по данным измерения фактических нагревов и по рис. 4.35, 4.36 рассчитать снижение экономичности или снижение мощности турбины от недогрева в любом подогревателе.

Увеличение температурного напора в подогревателе свидетельствует о загрязнении его трубной системы. В вакуумных ПНД увеличение температурного напора может быть вызвано завоздушиванием подогревателя. Во избежание недогрева питательной воды в регенеративных подогревателях должны быть полностью открыты задвижки на паропроводах из отборов турбины к подогревателям. Появление разницы между температурами на входе в подогреватель и на выходе из предшествующего подогревателя свидетельствует о неплотности арматуры на обводных трубопроводах.

Согласно противоаварийному циркуляру Т-2/73 при каждом включении ПВД в работу и 1 раз в 3 мес необходимо проводить проверку срабатывания защит ПВД с учетом работы впускного клапана. При этом следует определять длительность срабатывания защиты от момента замыкания контактов вторичного прибора до полной посадки впускного клапана; обычно она составляет 0,6—2,5 с, а при неисправных клапанах или их импульсных линиях — 6—10 с. Измерение этого времени ручным хронометрированием крайне затруднительно. Поэтому в эксплуатации используют электросекундомер ПВ-53Л с ценой деления шкалы 0,01 с, который автоматически запускают и останавливают при проверке защиты.

Наиболее характерные неполадки и отказы в работе регенеративных поверхностных подогревателей, а также причины их возникновения и способы устранения приведены в табл. 4.7.

Основными причинами неисправностей и отказов регенеративных подогревателей поверхностного типа являются недостатки их конструкции и изготовления. Для них характерен период приработки, в течение которого выявляются и устраняются дефек-

Таблица 4.7. Неполадки и отказы в работе регенеративных подогревателей

Неисправность	Причина	Способ устранения
Недостаточный нагрев воды в подогревателе	Наличие значительных прососов воздуха в паровое пространство	Уплотнить подогреватель, работавший под вакуумом
	Перетечки пара в зазорах между направляющими перегородками и корпусом	Уплотнить зазоры
	Большое количество заглушенных трубок	Заменить поврежденные трубки
	Дросселирование пара в паропроводе отбора	Устранить дросселирование
	Пропуск воды через арматуру обводных линий	Дозакрывать задвижку на обводе воды
Высокий уровень конденсата	Разрыв водяных трубок	Заглушить (или заварить) поврежденные трубки
	Неправильная работа регулятора уровня. Засорение импульсных линий приборов КИП	Наладить работу регулятора уровня, продуть импульсные линии КИП
	Перегрузки подогревателя	Разгрузить подогреватель открытием байпаса на водяной линии
	Недостаточная пропускная способность клапана регулятора дренажной линии	Отревисовать клапан, увеличить диаметр дренажной линии
Низкий уровень конденсата (отсутствие уровня)	Неправильная работа регулятора уровня. Засорение импульсных линий приборов КИП	Наладить работу регулятора уровня, продуть импульсные линии КИП
Гидравлические удары в паропроводе отбора	Наличие воды (конденсата) в паропроводе при пуске	Обеспечить качественное дренирование паропровода
Увеличение гидравлического сопротивления подогревателя	Неполное открытие (заклинивание) водяной арматуры	Проверить и отревисовать водяную арматуру
Вибрация корпуса подогревателя	Вибрация трубной системы при чрезмерной перегрузке	Снизить паровую нагрузку обводом части воды через байпасную линию

Таблица 4.8. Неполадки и отказы в работе деаэраторов

Неполадки и отказы	Причина	Способ устранения
Ухудшение деаэрации	Плохая вентиляция колонки	Увеличить расход выпара
	Периодический недогрев воды из-за нехватки греющего пара	Поднять давление греющего пара
	Засорение отверстий в тарелках, их коробление или перекос, поломка отдельных элементов колонки	При останове произвести вскрытие и ремонт колонки
	Тепловая или гидравлическая перегрузка колонки	Поднять температуру поступающей воды до расчетной. Снизить расход воды в деаэратор до расчетного
	Недопустимое повышение уровня воды в баке-аккумуляторе	Открыть задвижку аварийного перелива или прекратить (уменьшить) питание деаэратора конденсатом
Внезапное понижение давления в деаэраторе	Ложное закрытие или обрыв регулирующего органа регулятора давления пара	Устранить неисправность автоматки, отревисовать регулирующий клапан
	Снижение давления пара в источнике питания деаэратора	Подать резервный пар
	Понижение температуры воды перед деаэратором	Ликвидировать затопление трубной системы ПНД конденсатом
	Большая утечка пара через предохранительные клапаны	Устранить неплотности клапанов
Повышение давления в деаэраторе	Ложное открытие или заклинивание регулирующего органа регулятора в открытом положении	Устранить неисправность автоматки, прикрыть задвижку на подаче пара
	Попадание пара из дренажей ПВД	Наладить работу регуляторов уровня ПВД
Понижение уровня воды в баке-аккумуляторе	Увеличенный расход питательной воды на котел	Остановить блок и ликвидировать разрыв трубы
	Уменьшенный против нормального расход воды в деаэратор	Наладить нормальную откачку конденсата из конденсатора турбины
	Неплотность арматуры для опорожнения бака-аккумулятора	Увеличить подпитку, отревисовать арматуру

Неполадки и отказы	Причина	Способ устранения
Повышение уровня воды в баке-аккумуляторе	Пропуск арматуры на линиях подпитки цикла блока	Сбросить излишки воды из бака-аккумулятора, ликвидировать неплотность арматуры
	Увеличенный против нормального расхода воды в деаэраторе	Ликвидировать присосы охлаждающей воды в конденсаторе
Гидравлические удары в колонке деаэратора	Тепловая и гидравлическая перегрузка колонки	Довести до расчетных температуру и расход воды в деаэраторе
	Неравномерное поступление конденсата при пуске блока	Наладить равномерное поступление конденсата
Ухудшение качества питательной воды	Появление присоса охлаждающей воды в конденсаторе	Ликвидировать неплотность
	Появление загрязняющих примесей в конденсате дренажных баков, бойлеров, греющего пара калориферов котла и т. д.	Отключить загрязняющий поток

ты, а также отлаживается режим работы. Затем следует период нормальной эксплуатации (5—10 лет), после чего количество отказов и неисправностей увеличивается.

По данным НПО ЦКТИ поверхностные подогреватели турбин должны безотказно работать 25—30 лет. Неисправности подогревателей турбин, касающиеся трубных пучков, вызваны в основном коррозионно-эрозийным износом труб (до 70 %) и повреждением (обрывом) труб из-за вибрации (до 25 %).

Деаэраторы повышенного давления должны обеспечивать содержание кислорода в деаэрированной воде не более 10 мкг/кг в диапазоне изменения гидравлической нагрузки от 30 до 120% номинальной при начальном содержании кислорода не выше 1 мг/кг. Для непрерывного и устойчивого протекания процесса деаэрации обрабатываемой воды, как указывалось, колонка деаэратора должна вентилироваться достаточным количеством пара. Надежное удаление газов обеспечивается расходом парогазовой смеси из верхней части колонки в пределах 1,5—2,0 кг на 1 т деаэрированной воды [1,2, 4.11]. Для поддержания устойчивого расхода выпара работа деаэратора с абсолютным давлением ниже 0,12 МПа (1,2 кгс/см²) не рекомендуется.

Деаэратор является объектом повышенного внимания эксплуатационного персонала. Это связано с тем, что при нарушении нормальной работы оборудования деаэратор может быть причиной серьезных аварий. В частности, следует учитывать возможность затопления и подпрессовки деаэратора при нарушении баланса подвода и отвода воды, что нередко происходит при пусковых операциях или изменениях нагрузки. Регулирование уровня воды в деаэраторе ведется воздействием регулятора на клапан подачи добавки обессоленной воды в конденсатор турбины. При этом уровень в конденсаторе поддерживается регулирующим клапаном на линии основного конденсата.

Для предотвращения переполнения деаэратора водой на блоках 300 и 500 МВт предусматриваются линии перелива, оснащенные электри-

фицированными задвижками. Такая защита, однако, недостаточно надежна и невыполнима при большей единичной мощности. Поэтому в последнее время принято решение о выполнении защиты, которая при росте уровня в баке деаэратора до первого, второго и третьего пределов последовательно воздействует на прекращение подпитки конденсатора, переключение регулятора уровня в конденсаторе на регулирование уровня в деаэраторе, отключение конденсатных насосов второй ступени. Постоянство температурного режима деаэратора независимо от тепловой и гидравлической нагрузки обеспечивается поддержанием постоянного давления регулятором подачи греющего пара.

Выявление причин возможного ухудшения работы деаэратора из-за каких-либо нарушений производится путем непрерывного контроля за давлением, температурой и кислородосодержанием после деаэратора, а также периодического измерения концентрации кислорода перед деаэратором.

Характерные неполадки и отказы в работе деаэраторов, а также причины их возникновения и способы устранения приведены в табл. 4.8.

4.4. ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ ТЕХНИЧЕСКОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Системы технического водоснабжения современных электростанций представляют собой сложные комплексы охладителей циркуляционной воды, гидротехнических сооружений, гидромеханического оборудования и трубопроводов. В большинстве случаев на крупных ТЭС используются оборотные или комбинированные системы технического водоснабжения с блочными насосными станциями (БНС). В качестве охладителей циркуляционной воды используются водохранилища, градирни. С увеличением числа и мощности электростанций применение прямоточных систем резко сократилось. В этих системах водоснабжения используются различные методы рассеивания теплоты, например интенсивное перемешивание в районе сброса теплой воды, использование эффекта температурной стратификации в больших и глубоких водоемах и т. д. Эти меры не уменьшают количества сбрасываемой в водоем теплой воды, а способствуют распределению теплоты в большом объеме воды и снижению удельных тепловых нагрузок до умеренного уровня, при котором биоло-

Таблица 4.9. Техничко-экономические показатели систем технического водоснабжения

Наименование	Системы водоснабжения		
	прямоточная	оборотная с водохранилищем	оборотная с градирнями
Среднегодовая температура охлаждающей воды, °С	11	15	22
Оптимальная кратность охлаждения пара	65	55	45
Температурный перепад, °С	8,3	9,8	12
Температурный напор (чистые трубки), °С	4,7	5,2	6
Температура конденсации, °С	24	30	40
Давление в конденсаторе, кПа (м вод. ст.)	3 (0,3)	4,3 (0,43)	7,5 (0,75)
КПД ТЭС, %	38	37	34
Удельные капиталовложения (относительные)	1	1,6	2,3

Таблица 4.10. Характеристика циркуляционных насосов

Наименование	Марка насоса					
	ОПВ-145		ОПВ-185			
Производительность, тыс. м³/ч	30	36	44	64	62	68
Напор (м вод. ст.)	14	10,5	5,5	23	17	18
Минимальный подпор, кПа (м вод. ст.)	20 (2)		20 (2)	80 (8)	80(8)	70(7)
Частота вращения, об/мин	365		250	333	300	333
Потребляемая мощность, МВт	1,6		1,1	5,2	3,7	4,1
Коэффициент полезного действия	0,85		0,84	0,86	0,86	0,86
Тип электродвигателя	АВ17-49-16		СДВ 17-39-24, ВДС 325/44-20, ДВДА 260/99-20-24			

гический режим в водоеме не ухудшается. Иногда оказывается экономически оправданным также частичное предварительное охлаждение воды на брызгальных устройствах и градирнях.

Условиям экономичности в наибольшей мере удовлетворяет прямоточная система охлаждения, при которой тепловой КПД электростанции максимален и минимальны относительные удельные капитальные вложения в систему охлаждения (табл. 4.9).

Для водоснабжения блоков используются осевые насосы вертикального типа с поворотными лопастями (ОПВ), выпускаемые заводом «Уралгидромаш» (табл. 4.10). Эти насосы имеют значительно большую подачу, чем центробежные насосы. Применение поворотных лопастей в осевых насосах позволяет, кроме того, регулировать подачу в пределах 100—70 % изменением угла разворота лопастей рабочего колеса без существенной потери экономичности.

Для современных электростанций принята блочная (автономная) схема циркуляционного водоснабжения, при которой каждый циркуляционный насос работает на свою систему: напорный водовод, конденсатор (половина конденсатора для турбин с одним общим конденсатором), сливной водовод, заканчивающийся в одном (или в двух) общем для всех блоков сливном закрытом канале с общим, как правило, для всех блоков порогом на сливе в открытый сливной канал (рис. 4.37).

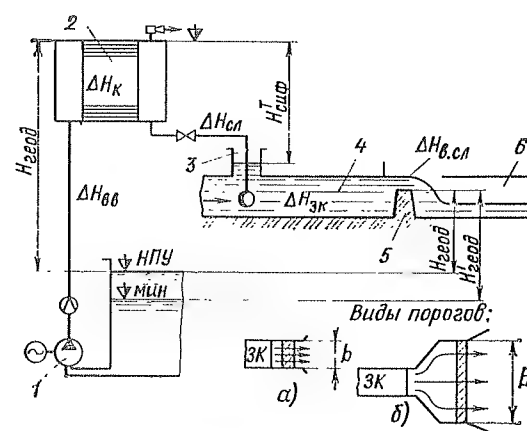


Рис. 4.37. Принципиальная блочная схема циркуляционного водоснабжения конденсатора:
1 — циркуляционный насос; 2 — конденсатор; 3 — сифонный колодец; 4 — закрытый сливной канал; 5 — порог; 6 — открытый сливной канал; ЗК — закрытый канал

Перед конденсатором основной турбины часть воды из напорных трубопроводов отбирается на вспомогательное оборудование и конденсаторы турбопитательных насосов. Из вспомогательного оборудования и конденсаторов турбопитательных насосов вода поступает непосредственно в сливные колодцы, примыкающие к открытому сливному каналу. Порог в сливном канале предусматривается для того, чтобы на любых режимах системы при изменении расхода воды в канале (вплоть до останова всех циркуляционных насосов) выход сливной трубы от конденсаторов в сифонный колодец всегда был бы ниже уровня воды в сифонном колодце и канале. Это является необходимым условием возможности запуска насоса и вывода его в рабочую точку характеристики с включением в действие сифона. Порог может быть расположен и в открытом сливном канале. Блочная система водоснабжения имеет одну задвижку или затвор на сливной линии после конденсатора.

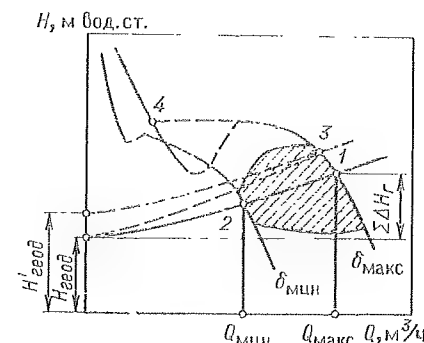


Рис. 4.38. Характеристика осевого насоса типа ОПВ и режимы работы насоса в блочной схеме циркуляционного водоснабжения

Для надежной и экономичной эксплуатации систем циркуляционного водоснабжения конденсаторов важно соответствие выбранного насоса гидравлической характеристике тракта системы водоснабжения. Эта характеристика, т. е. напор, который должен развивать насос при заданном расходе охлаждающей воды, складывается из следующих составляющих: геодезический напор (подъем) от отметки уровня воды в приемном колодце до верхней кромки порога $H_{\text{геод}}$ и гидравлические сопротивления напорных водоводов $\Delta H_{\text{вв}}$, конденсатора $\Delta H_{\text{к}}$, сливной линии $\Delta H_{\text{сл}}$ закрытого сливного канала $\Delta H_{\text{зк}}$, изменяющихся пропорционально квадрату расхода воды. Кроме того, в изменяющуюся с расходом воды величину напора входит также высота (толщина) слоя воды над верхней кромкой порога, зависящая также от ширины порога.

Таким образом, сумма гидравлических потерь

$$\sum \Delta H_r = \Delta H_{\text{вв}} + \Delta H_{\text{к}} + \Delta H_{\text{сл}} + \Delta H_{\text{зк}} + \Delta H_{\text{в.сл}}, \quad (4.7)$$

а напор, который должен развивать насос при заданной подаче,

$$H_{\text{н}} = H_{\text{геод}} + \sum \Delta H_r. \quad (4.8)$$

Гидравлическая характеристика системы (зависимость гидравлического сопротивления от расхода воды) показана на рис. 4.38 кривой, пересекающей ось координат в точке, соответствующей геодезической высоте подъема. Поскольку во всех системах водоснабжения электростанций конденсаторы расположены всегда значительно выше уровня воды на сливе, в верхней части водяной камеры конденсатора создается разрежение тем большее, чем выше отметка верхней части конденсатора.

Разность отметок верха водяной камеры и уровня на сливе (в сифонном колодце, сообщаемом с атмосферой) определяет величину теоретического сифона $H_{\text{сиф}}^{\text{т}}$ (см. рис. 4.37), которая по понятным соображениям не может быть больше 10 м [1.1, 1.2]. Фактический сифон — разрежение в верхней части водяной камеры — всегда меньше теоретической высоты сифона на величину гидравлического сопротивления сливной линии.

Полное открытие сливной задвижки является условием максимального использования теоретического сифона. Сопротивление сливной линии обычно не превышает 20 кПа (2 м вод. ст.). Таким образом, при предельной высоте теоретического сифона разрежение в верхней части водяной камеры может составлять не более 80 кПа (8 м вод. ст.), практически на реальных блоках 65—70 кПа (6,5—7,0 м вод. ст.).

В связи с существенным разрежением в верхней точке сливной камеры для нормальной работы сифона необходимо обеспечить воздушную плотность сливных водяных камер и водопроводов и следить за эвакуацией воздуха из системы предусматриваемыми для этой цели отсасывающими устройствами; даже при отсутствии присосов воздуха в систему в верхней части водяной камеры, особенно при низких скоростях воды, может накапливаться выделяющийся из циркуляционной воды воздух. Незаполнение водяной камеры водой из-за скопления воздуха вызывает соответствующее уменьшение высоты сифона и увеличение необходимого напора насоса. К уменьшению высоты сифона приводит также повышенное сопротивление сливной линии.

Насосы осевого типа имеют характеристику (зависимость напора H от подачи насоса), состоящую из двух участков (рис. 4.38). Рабочей ветвью (правая часть характеристики) является плавно падающая кривая, а нерабочей ветвью (левая часть) — крутой участок с резко изменяющимся напором. Переход насоса с рабочей ветви на нерабочую и обратно происходит скачком при соответствующем изменении характеристики сети.

Эксплуатация насоса на нерабочей ветви не допускается, так как связана с неустойчивой работой, кавитационными явлениями и вибрацией, грозящей поломкой насоса (повреждение нижнего направляющего подшипника, а зачастую и поломка лопастей). Завод-изготовитель гарантирует надежную и экономичную работу насоса в рекомендуемой им оптимальной области работы (на рис. 4.38 показана условно заштрихованной площадью), кроме того, указывает вполне определенное для каждого типа насосов минимально допустимое значение подпора на входе в насос, составляющее для основных типов насосов от 2 до 8 м. При этом подпоре гарантируется бескавитационная работа насоса.

Характеристики осевого насоса в своей рабочей части при различных углах разворота лопастей δ подобны (обычно $\delta_{\max} = +2^\circ \div +6^\circ$, $\delta_{\min} = -4^\circ \div -10^\circ$). Осевого насос подбирается к циркуляционной сети таким образом, чтобы характеристика сети проходила в средней части оптимальной зоны, что обеспечивает максимальный КПД насоса в рабочей точке и известный запас по напору, необходимый с учетом неизбежных в эксплуатации временных увеличений сопротивления циркуляционного тракта.

На рис. 4.38 точкой 1 показана рабочая точка насоса; разворотом рабочих лопастей до минимального угла подача насоса может быть уменьшена приблизительно до 70 % — точка 2. Если в процессе эксплуатации гидравлическое сопротивление тракта увеличивается (штрихпунктирная кривая), рабочая точка перемещается по характеристике насоса влево — напор увеличивается, подача уменьшается — точка 3. Переход на этот же режим работы может быть вызван также увеличением геодезического напора насоса до $H_{\text{геод}}$ вследствие снижения уровня воды в приемной камере насоса (см. рис. 4.37).

При выборе насоса этот гидрологически предопределенный диапазон изменения уровня учитывается. Однако на действующей электростанции внешние условия по независящим от эксплуатационного персонала причинам могут изменяться, и тогда приходится применять соответствующие меры, иногда даже изменять тип насоса.

При существенном повышении гидравлического сопротивления системы или значительном снижении уровня воды в приемном колодце рабочая точка насоса может выйти на верхнюю пологую часть рабочей ветви характеристики. Достигнув максимума по характеристике, насос скачком переходит в точку 4 нерабочей ветви, т. е. в недопустимые условия работы.

Насос в этом случае должен быть остановлен и должны быть приняты меры для уменьшения гидравлического сопротивления (чистка трубных досок и трубок конденсатора, наладка работы сифона и др.).

Излишний запас в высоте порога (отметка верхней кромки порога) приводит к увеличению напора насоса, что кроме необоснованного сокращения запаса по напору вызывает также постоянный перерасход электроэнергии на привод циркуляционного насоса (5—10 % мощности, потребляемой насосом на 1 м избыточной высоты порога). Достаточно иметь превышение высоты порога над верхней образующей сливной трубы на вводе в закрытый канал (сифонный колодец) 0,3—0,4 м, чтобы обеспечить ввод в действие сифона даже в том случае, если через этот закрытый канал при пуске данного насоса не сливается вода от других блоков.

При работающих же на закрытый канал других насосах слой воды на пороге тем более надежно обеспечит зарядку сифона на тракте пускаемого насоса.

Высота слоя воды на водосливе является одной из составляющих гидравлического сопротивления, и поэтому следует стремиться к максимальному ее уменьшению. Иногда порог выполняется на выходе из закрытого канала, и ширина его определяется шириной закрытого канала (см. рис. 4.37, а). В этом случае высота слоя воды на пороге может достигать 1,5 м и более, что вызывает дополнительные потери электроэнергии на подачу охлаждающей воды и создает для насоса более тяжелые условия работы.

Более предпочтительны пороги, расположенные в широкой части открытого сливного канала (см. рис. 4.37, б). Достаточно сказать, что увеличение ширины порога вдвое позволяет уменьшить высоту слоя примерно на 40 %, а увеличение ширины порога в 10 раз сокращает высоту слоя в 5 раз и доводит ее до вполне приемлемого значения (всего 0,4 м против 1,5 м). Увеличение ширины порога (ширины водослива) достигается в ограниченных по ширине габаритах сливного канала выполнением порога в виде зигзага, дуги и т. п.

В связи с особой формой напорной характеристики осевого насоса пуск его в отличие от пуска центробежного насоса должен производиться только при открытых запорных органах в системе водоснабжения. Крутое протекание кривой $Q-H$ в зоне малых подач на нерабочей части характеристики предполагает крутое, асимптотически приближающееся к оси ординат протекание кривой мощности, потребляемой насосом. Таким образом, пуск насоса при закрытом запорном органе вызывает перегрузку с повреждением электродвигателя или поломку самого насоса.

Пуск осевого насоса производится на заполненную водой систему с заряженным сифоном; в этом случае после пуска насос сразу выходит на свою рабочую ветвь (точка 1). Следует отметить, что эжекторы, предназначенные для эвакуации воздуха из водяных камер конденсаторов, как правило, из-за слишком малой производительности не могут обеспечить полный отсос воздуха, заключенного в напорных и сливных водопроводах, и подъем уровня воды до верхней отметки конденсатора в приемлемый период времени. Поэтому пуск осевого насоса в блочной схеме производится зачастую на не полностью заполненный водовод.

Сифон на сливе может явиться в ряде случаев источником опасности для насоса в блочных системах водоснабжения, в которых отсутствует обратный клапан на напорном водоводе. При внезапном отключении электродвигателя после прекращения движения воды по инерции в прямом направлении насос останавливается. Вода под напором, равным разности отметок в сифонном колодце и в приемном ковше, начинает двигаться в обратном направлении и, проходя через насос, создает импульс для вращения рабочего колеса в обратную сторону. Частота вращения увеличивается до номинальной и может превысить допустимую заводами величину. Такой режим работы с вращением ротора электродвигателя и насоса в обратном направлении может вызывать повреждение обмотки электродвигателя, нижнего фиксирующего подшипника насоса, да и самого насоса и не должен допускаться.

Расход воды, поступающей обратным током к насосу, устанавливается соответственно гидравлическому сопротивлению системы и располагаемому напору — разности отметок в сливном канале и в приемном ковше. При разности отметок 2—3 м расход не может быть существенным и, видимо, серьезной опасности для насоса не представляет. Однако при довольно часто встречающейся разности отметок 7—8 м частота обратного вращения рабочего колеса достигает номинального значения через 30—40 с и продолжает расти, если не принять соответствующих мер.

В эксплуатации возможность обратного вращения осевых насосов исключают путем установки обратных клапанов на выдаче насоса и путем срыва вакуума сифона и закрытия сливной задвижки, хотя последнее и требует известного времени, соизмеримого с длительностью разворота ротора насоса до номинальной частоты вращения. Кроме того, при останове электродвигателя предусматривают блокировку с запретом на повторное его включение до полного останова ротора.

Неудовлетворительная работа системы циркуляционного водоснабжения приводит к снижению экономичности турбины и блока в целом.

Снижение расхода воды на конденсаторы по сравнению с расчетным из-за неполадок в системе (насос, тракт охлаждающей воды) приводит к увеличению нагрева воды в конденсаторе, соответствующему снижению вакуума и потере экономичности блока. Так, например, для блока с турбиной К-300-240 ХТЗ уменьшение расхода охлаждающей воды на 20 % приводит к потере экономичности при температурах охлаждающей воды 5, 15 и 25 °С соответственно около 0,4; 0,5 и 0,9 % [1,2].

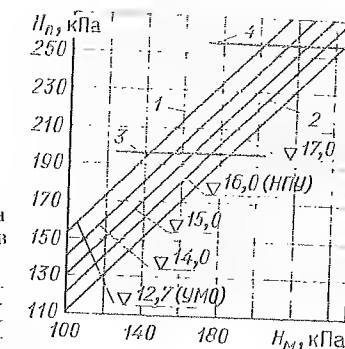
Однако если даже удастся сохранить расчетный расход охлаждающей воды путем разворота рабочих лопастей на больший угол, повышенный напор насоса приводит к перерасходу электроэнергии на подачу охлаждающей воды. Так, при увеличении сопротивления тракта, например, на 20 кПа (2 м вод. ст.) мощность электродвигателя насоса возрастает приблизительно на 5 %, что соответствует увеличению удельного расхода теплоты на 1 кВт·ч отпущенной электроэнергии примерно на 0,05 % [1,1, 1,2].

В эксплуатации по результатам испытаний водохранилища-охладителя, снятия гидравлических характеристик циркуляционных трактов и циркуляционных насосов и проверки тепловых характеристик конденсаторов турбин устанавливаются оптимальные режимы работы насосов, строятся графики для поддержания экономичного вакуума, оптимальной и экономически выгодной работы циркуляционных насосов в зависимости от нагрузки блока и температуры охлаждающей воды.

Для постоянного контроля за режимом работы насосов при различных уровнях воды в водохранилище эксплуатационному персоналу вы-

Рис. 4.39. График зависимости полного напора насоса ОПВЗ-185ЭГ блока 800 МВт от давления на стороне нагнетания при различных уровнях воды в водоприемнике:

1 — при минимальном уровне воды 12,7 м; 2 — при нормальном подпорном уровне воды 16 м; 3, 4 — предельно допустимый напор по условиям работы насосов в рекомендуемом заводом поле характеристики при частоте вращения 6,08 с⁻¹



дается график (рис. 4.39), позволяющий не допускать работу насосов вне рекомендуемого заводом поля рабочей характеристики, ориентируясь по манометру, установленному на стороне нагнетания насоса. Необходимое давление регулируется сворачиванием лопастей насосов или прикрытием задвижек на сливных трубопроводах после конденсатора турбины.

Для повышения эффективности работы водохранилищ-охладителей следят за оптимальным распределением расходов воды по отводящим каналам, устраняют слабо участвующие в процессе охлаждения части водохранилища (водоворотные и застойные зоны и др.), используют вместо поверхностного глубинный водозабор и плавающие автономные брызгальные установки (ПАБУ) и др.

Например, использование в районе водозабора Криворожской ГРЭС-2 230 брызгальных установок ПАБУ-1000-11,6, каждая из которых имеет 13 разбрызгивающих сопел Б-50, обеспечивает снижение температуры воды в среднем на 4,4 °С за семь теплых месяцев года, углубление вакуума на 1,2 % и соответственно экономию 39 572 т условного топлива. Суммарная экономия приведенных затрат (за вычетом затрат на установку устройств и их эксплуатацию) составляет при этом 287 тыс. руб. за год. Срок окупаемости установок — приблизительно 5 лет.

Испытания системы технического водоснабжения Ладжинской ГРЭС показали, что среднее значение разности температур охлаждающей воды при наличии глубинного водозабора по сравнению с поверхностным составляет в летний период (июнь—август) 4,0 °С, в весенне-осенний период (апрель—май, сентябрь—октябрь) 1,5 °С; в более холодные месяцы (с ноября по март) температурная стратификация в водохранилище практически не наблюдается. Годовой экономический эффект от использования глубинного водозабора с учетом ежегодных эксплуатационных расходов составляет 376,8 тыс. руб.

Зимой температура воды на водозаборах должна поддерживаться в пределах 3—5 °С. Для предотвращения аварийных ситуаций, вызываемых забиванием труб донного водозабора шугой, используют подвод к ним подогретой в конденсаторах турбины воды в количестве 25—35 % циркуляционного расхода.

Неполадки и неисправности в работе систем технического водоснабжения приводят к неэкономичной работе турбины, пережогу топлива и перерасходу электроэнергии на собственные нужды, а иногда и к ограничению мощности электростанции. Они могут быть также вызваны острым дефицитом водных ресурсов, биологическими и химическими загрязнениями систем технического водоснабжения и зарастанием водохранилищ-охладителей, неполным использованием действия сифона в циркуляционной системе, ограниченным диапазоном регулирования производительности циркуляционных насосов, отсутствием режимных карт эксплуатации систем технического водоснабжения для

поддержания экономичного вакуума, недолговечностью глубинных водозаборов, не поддающихся ремонту без полного останова электростанции, отсутствием зимой рециркуляции теплой воды к водозабору и др.

Загрязнение конденсаторов турбин отложениями минерального и органического характера в результате неудовлетворительного качества охлаждающей воды приводит к ухудшению вакуума в конденсаторах и, как следствие, к значительным пережогам топлива, а в ряде случаев — к ограничению мощности турбин. Кроме того, образующиеся в конденсаторах турбин отложения интенсифицируют коррозионные процессы металла труб.

Используемые для охлаждения конденсаторов природные воды содержат растворенные коллоидные и грубодисперсные вещества, а также растительные и животные организмы. Природная вода, попадая в систему технического водоснабжения под действием специфических факторов, изменяет свой физико-химический и биологический состав, что может привести к образованию отложений в конденсаторах турбин.

Основные факторы, способствующие загрязнению внутренних поверхностей труб конденсаторов турбин, следующие:

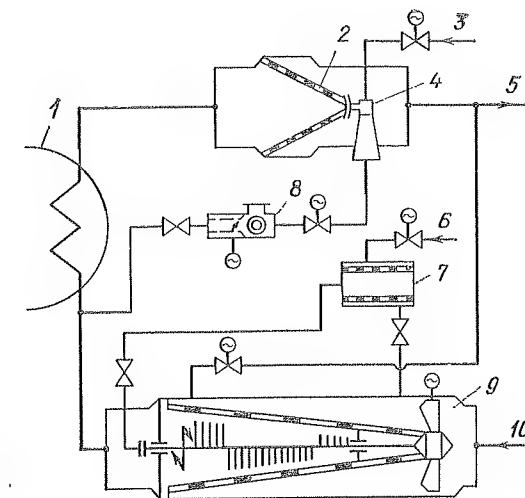
- склонность к выделению нерастворимых солей при нагреве воды;
 - наличие микро- и макроорганизмов, способных развиваться на поверхностях теплообмена;
 - наличие механических взвесей (шлама, ила, песка и т. п.), которые могут оседать, особенно в присутствии микроорганизмов, на поверхностях труб.
- По преобладанию отдельных компонентов отложения квалифицируются так:
- карбонатные — с преобладанием соединений кальция и магния в кристаллической форме в виде CaCO_3 и $\text{Mg}(\text{OH})_2$ или MgCO_3 ;
 - органические — с преобладанием органических соединений в виде живых водных микро- и макроорганизмов;
 - смешанные — состоящие из микроорганизмов, соединений кальция, магния, железа, алюминия, кремниевых кислот и др.;
 - наносные — содержащие значительное количество окислов алюминия, железа, кремниевых кислот и продуктов распада водных организмов.
- Для предотвращения образования отложений в конденсаторах турбин, как правило, производят водообмен в водохранилищах-охладителях.

Способ рационального водообмена для предотвращения накипобразования в конденсаторах турбин используется при замкнутых водохранилищах наливного типа с восполнением потерь воды (на испарение, фильтрацию, водопотребление, сброс и т. п.) из источника (обычно реки), имеющего карбонатную жесткость на протяжении года или только в паводковый период значительно ниже, чем в водохранилище. Если при контроле качества воды водохранилища-охладителя выявляется, что карбонатная жесткость превышает предельно допустимое значение, то устанавливают значения требуемых сброса воды из водохранилища и пополнения его водой источника подпитки [4.13].

Осуществление такого сброса может привести к понижению уровня воды в водохранилище ниже минимальной отметки, что недопустимо по условиям работы циркуляционных насосов. В таких случаях производят максимально возможный сброс воды из водохранилища, оставив в нем объем, соответствующий уровню минимальной отметки (УМО). В результате такого сброса и пополнения водохранилища маломинерализованной водой до нижнего предельного уровня может произойти значительное снижение карбонатной жесткости охлаждающей воды и интенсивность накипобразования в конденсаторах турбин будет снижена.

Рис. 4.40. Система шариковой очистки конденсатора турбины:

1 — конденсатор турбины; 2 — шарикоулавливающее устройство; 3, 6 — подводы воды от подъемных насосов эжекторов турбины; 4 — водоструйный эжектор; 5, 10 — слив и подвод циркуляционной воды конденсатора; 7 — фильтр очистки отмывочной воды; 8 — загрузочная камера для загрузки и выгрузки шариков; 9 — фильтр предварительной очистки циркуляционной воды



Эффективным профилактическим мероприятием по поддержанию в чистоте охлаждающей поверхности конденсаторов в настоящее время является непрерывная очистка конденсаторных трубок эластичными шариками. Использование системы шариковой очистки при работе турбины под нагрузкой позволяет постоянно поддерживать в чистом состоянии конденсатор и препятствует отложению в трубках загрязнений. Это обеспечивает эксплуатацию турбин с давлением в конденсаторах, близким к нормативному.

В настоящее время на электростанциях начато широкое внедрение разработанных СКБ ВТИ систем шариковой очистки конденсаторных трубок с использованием эластичных шариков из пористой резины*.

Системы шариковой очистки устанавливаются на каждом конденсаторе (половине конденсатора) и являются автономными. Каждая система (рис. 4.40) содержит фильтр предварительной очистки циркуляционной воды от загрязнений, загрузочную камеру, узел ввода шариков в напорный циркуляционный водовод, шарикоулавливающее устройство, эжектор для циркуляции шариков.

Устройства системы шариковой очистки связаны между собой трубопроводами с запорными задвижками. Для защиты контура циркуляции шариков от механических загрязнений на напорном циркуляционном водоводе устанавливается фильтр предварительной очистки циркуляционной воды с отверстиями на фильтрующем элементе 8 мм. Для создания закрутки потока при отмывке фильтра от загрязнений перед фильтрующим элементом расположен поворотный направляющий аппарат. Кроме того, внутри фильтрующего элемента выполнено дополнительное вращающееся смывное устройство с подачей воды высокого давления от подъемных насосов эжекторов.

При включении этого устройства рабочая вода, выходящая из сопел с большой скоростью, создает местные обратные перетоки. При этом загрязнения с внешней поверхности сетки переносятся к выходной части фильтра, откуда дренируются в сливной водовод. Смывное устройство приводится во вращение обычно с помощью сегнерова колеса. Гидравлическое сопротивление чистого фильтра, приведенное к расходу 18 000 м³/ч, как правило, составляет 7 кПа (700 мм вод. ст.). При увеличении сопротивления до 9 кПа (900 мм вод. ст.) производят очередную промывку фильтра.

* Опытная установка внедрена на блоке № 7 Литовской ГРЭС. Для ее первоначальной эксплуатации использовалась партия шариков фирмы «Тапрогге» (ФРГ). Ведутся работы по отработке рецептуры и технологии отечественного производства губчатых шариков в Свердловском филиале научно-исследовательского института резиновой промышленности Миннефтехимпрома СССР.

Для улавливания шариков из потока циркуляционной воды после прохождения их через трубки конденсатора на сливном циркуляционном водоводе располагается шарикоулавливающее устройство в виде конусной перфорированной сетки со щелями шириной 12 мм. Горло конусной сетки расположено перед всасывающей камерой водоструйного эжектора. Последний обеспечивает циркуляцию шариков по контуру эжектор — загрузочная камера — узел ввода — напорный циркуловод — конденсатор — эжектор. При этом степень открытия задвижки на подаче рабочей воды регулируется интенсивность циркуляции шариков, которая определяется визуально через смотровые окна загрузочной камеры. Общее сопротивление шарикоулавливающего устройства при нормальном расходе циркуляционной воды обычно составляет 3—4 кПа (300—400 мм вод. ст.).

Для обеспечения эффективной работы систем шариковой очистки при вводе их в эксплуатацию после монтажа необходима тщательная подготовка систем водоснабжения и конденсаторов. При этом необходимы выравнивание потока воды во входном поворотном колене напорного водовода и перед шарикоулавливающим устройством, разделка под калибр входных и выходных участков конденсаторных трубок, ликвидация вихревых и застойных зон в водяных камерах с исключением возможности местной циркуляции и отложения шариков.

В ряде случаев требуется очистка трубок конденсаторов от отложений. При значительных загрязнениях трубок применяются различные механические способы чистки. При незначительных загрязнениях обычно трубки чистят с помощью циркуляции шариков с корундовым пояском. В этом случае длительность циркуляции шариков определяется опытным путем по качеству очистки поверхности трубок с помощью эндоскопов или путем вырезки образцов из разных мест трубной доски.

Согласно рекомендациям фирмы «Тапрогге» и опыта наладочных работ на Литовской и Лукомльской ГРЭС количество шариков единовременной загрузки должно составлять примерно 6—10 % числа очищаемых трубок, расположенных в одном ходе по воде. Например, на одну половину конденсатора турбины К-300-240 ЛМЗ разовая загрузка должна составлять порядка 500 шариков. В этом случае обеспечивается довольно равномерное их распределение по всем трубкам конденсатора [1.1, 1.2].

При работе системы шариковой очистки сифон циркуляционной системы должен поддерживаться на уровне не менее 70 кПа (7 м вод. ст.) частичным прикрытием задвижки на сливном циркуловоде. Признаками качественной работы системы шариковой очистки являются нормальная циркуляция шариков, наблюдаемая через смотровые окна загрузочной камеры, и постоянное вакуума, достигнутое после чистки трубок. Периодичность замены шариков зависит от их качества и состояния трубок конденсатора и составляет порядка 400—900 ч непрерывной циркуляции [1.1, 1.2].

В настоящее время продолжается отработка различных типов шариков отечественного изготовления с определением срока службы и скорости уменьшения диаметра. Отрабатываются оптимальные режимы работы системы шариковой очистки с определением периодичности включения, продолжительности работы и т. д.

При недостаточной эффективности рассмотренных мероприятий по предотвращению загрязнений трубок конденсаторов турбин минеральными и органическими отложениями производится периодическая очистка конденсаторов:

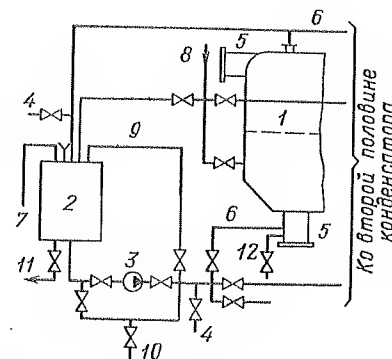
химическим способом — от минеральных отложений, плотно прикрепленных к поверхности;

термическим или механическим способом — от органических и наносных отложений.

Очистка конденсаторов требует останова или разгрузки турбины и большой затраты ручного труда, кроме того, приводит к механическому повреждению трубок и в ряде случаев (при термическом способе очи-

Рис. 4.41. Схема химической очистки конденсаторов:

1 — конденсатор; 2 — буферный бак (30—50 м³); 3 — насос 8НДВ или 12НДВ (500—1200 м³/ч); 4 — прободборник; 5 — заглушка; 6 — линия циркуляции кислотного раствора; 7 — линия отвода газов; 8 — линия подачи кислоты и щелочи; 9 — линия рециркуляции промывочного раствора; 10 — линия подачи технической воды; 11 — линия аварийного опорожнения бака; 12 — дренаж



стки) к нарушению плотности вальцовочных соединений. Поэтому эти способы очистки не могут применяться систематически, а допускаются лишь как крайняя мера.

При химических способах очистки большое внимание уделяется равномерному растворению отложений и минимальной потере металла трубок. В настоящее время для очистки конденсаторов турбин рекомендованы следующие моющие вещества [4.13].

1. Водный конденат низкомолекулярных органических кислот (ВК НМК), представляющий собой 25—35 %-ую смесь муравьиной, уксусной, пропионовой, валериановой, масляной и капроновой кислот, являющимися отходами производства синтетических жирных кислот. Очистка производится 5—7 %-ным раствором с ингибитором коррозии И-1-В в количестве 0,2—0,5 % в приготовленном растворе.

2. Техническая соляная кислота, ингибированная (В-2 или ПБ-5 2—5 %-ная) с добавкой для пеногашения водного конденсата из расчета 0,35 кг (100 %-ного) на 1 кг накипи. В качестве дополнительных ингибиторов могут быть использованы тиосульфат натрия в количестве 4—5 г на 1 г-ион железа и меди, 0,3—0,5 %-ный ингибитор И-1-В, тиомочевина с гидроксиламином по 2 г на 1 г-ион железа и меди.

3. Техническая соляная кислота, ингибированная (ПБ-5 или В-2), с постоянным поддержанием в растворе не более 2 %-ной концентрации. В качестве дополнительных ингибиторов используются те же ингибиторы, что и в п. 2.

В процессе химической очистки моющий раствор циркулирует по замкнутому контуру буферный бак — насос — первый и второй ходы конденсатора — буферный бак (рис. 4.41). Кислота подается в водяную камеру после трубок первого хода. Сбросной и напорный циркуляционный водоводы отключаются заглушками (рис. 4.42). В водяной камере конденсатора устанавливается распределительный коллектор подачи кислоты и щелочи. Промывочные растворы сбрасываются в специальную емкость для нейтрализации.

Термический способ очистки. Сущность способа термической очистки конденсаторов заключается в том, что при повышении температуры стенок освобожденных от воды конденсаторных трубок до 50—55 °С органические и илстые отложения высыхают, растрескиваются и отслаиваются от стенок трубок. Для ускорения процесса сушки и удаления отслоившихся отложений через трубки конденсатора продувается воздух, обычно предварительно подогретый в калорифере (рис. 4.43).

Очистка производится при попередном отключении половин конденсатора по воде при одновременном снижении электрической нагрузки таким образом, чтобы температура в выхлопном патрубке не превышала 55 °С. При этом в зимний период электрическая нагрузка равна или близка к номинальной, а летом составляет 75—80 % номинальной. Сушка трубок каждой половины конденсатора продолжается 4—8 ч. Продолжительность сушки определяется толщиной и характером отложений и температурой воздуха, поступающего в конденсатор.

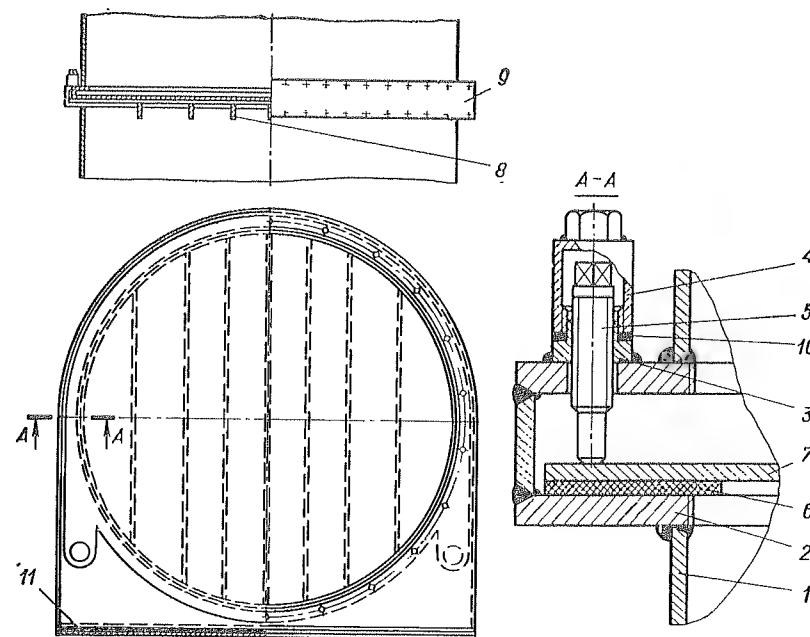


Рис. 4.42. Заглушка для отключения циркуляционного водовода:

1 — отключенный циркуляционный водовод; 2 — корпус заглушки; 3 — специальная гайка; 4 — колпачковая гайка; 5 — болт; 6 — резиновая прокладка; 7 — заглушка; 8 — опорное ребро; 9 — крышка; 10 — паронитовая прокладка; 11 — резиновая прокладка

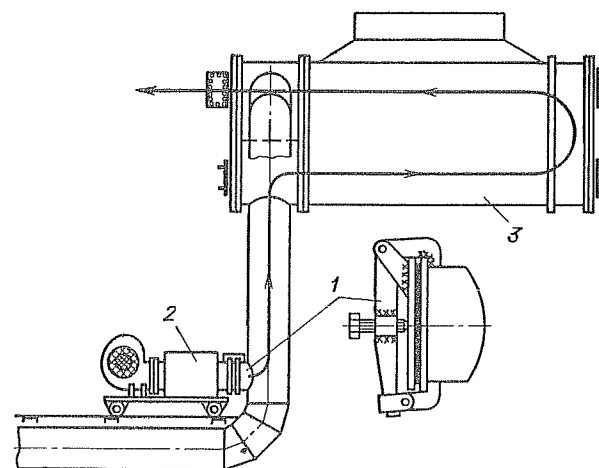


Рис. 4.43. Схема сушки отложений в трубках конденсатора:

1 — люк; 2 — воздуходувка с калорифером; 3 — конденсатор

Механические способы очистки. При этих способах используются щетинные ерши, укрепленные на длинных шомполах и приводимые в действие вручную или при помощи механических, электрических, гидравлических, пневматических устройств различного типа, резиновые цилиндрики или поршеньки, проталкиваемые через трубку шомполам, вода или воздух под давлением (при помощи пистолетов различной конструкции или других устройств) и т. п.

5.1. РАБОТОСПОСОБНОСТЬ МЕТАЛЛА ОБОРУДОВАНИЯ

Надежность работы металла оборудования в эксплуатации в значительной степени зависит от свойств сталей, применяемых для высокотемпературных узлов блоков, технологии изготовления, качества монтажа, ремонта и соблюдения условий эксплуатации. Требования к качеству сталей, применяемых в энергетике, в настоящее время достаточно четко определены (табл. 5.1 и 5.2).

Работа труб поверхностей нагрева котлов определяется как исходным качеством и свойствами их в состоянии поставки, так и изменениями, связанными с дополнительными технологическими операциями (гибка, сварка и термообработка) на котельных заводах, кроме того, зависит от конструкции и эксплуатации котлов.

Таблица 5.1. Материалы трубных систем котлов и паропроводов
блоков 300, 500 и 800 МВт

Наименование	Диаметр, мм	Марка сталей*	Параметры		Особые условия	Предъявля- емые требования
			Темпера- тура, °С	Давление, МПа		
Поверхности нагрева кот- ла	32×6	20	230—450	32,0	Коррозион- ные усло- вия; цикли- ческие нагрузки	Коррозион- ная стой- кость, жар- остойкость, жаропроч- ность, цик- лическая прочность
	32×6	12Х1МФ	400—565	25,0—30,0		
	32×5	12Х1МФ	400—565	25,0—30,0		
	32×4	12Х1МФ	400—565	25,0—30,0		
	42×3,5	12Х2МФСР	590	25,0—30,0		
	32×6	12Х18Н12Т	610	25,0—30,0		
Коллекторы: свежего пара	273×60	15Х1М1Ф	545	25,5	Цикличе- ские нагрузки	Жаростой- кость, жа- ропрочность, циклическая прочность
	426×90	15Х1М1Ф	545	25,5		
	326×75	12Х1МФ	545	25,5		
	630×40	15Х1М1Ф	545	3,8		
	426×28	12Х1МФ	545	3,8		
Паропроводы: свежего пара	465×75	12Х1М1Ф	545	25,5	Цикличе- ские нагрузки	Жаропроч- ность, цик- лическая прочность
	325×60	15Х1М1Ф	545	25,5		
	377×70	15Х1М1Ф	545	25,5		
	245×45	15Х1М1Ф	545	25,5		
	980×40	15Х1М1Ф	545	3,8		
	630×25	15Х1М1Ф	545	3,8		
	465×19	12Х1М1Ф	545	3,8		
Корпуса арма- туры	740×35	15Х1М1Ф	545	24,0	Цикличе- ские нагрузки	Жаропроч- ность, цик- лическая прочность
	1420×65	15Х1М1Ф	545	24,0		
	2000×150	15Х1М1ФЛ	545	24,0		

* Поставляются по ТУ 14-3-460-75.

Таблица 5.2. Материалы, применяемые для основных деталей турбин блоков 500 и 800 МВт [5.1]

Наименование	Марка турбины		Предъявляемые требования
	К-800-240-2	К-500-240-2	
Корпусные детали стопорных и регулирующих клапанов: высокого давления среднего давления ЦВД внутренний ЦВД наружный ЦСД внутренний ЦСД наружный	15X1M1Ф 15X1M1ФЛ 15X1M1ФБЛ 15X1M1ФЛ 15X1M1ФЛ 20XMФЛ	15X1M1ФЛ 15X1M1ФЛ 15X1M1ФЛ 20XMФЛ 15X1M1ФЛ 20XMФЛ	Жаропрочность и пластичность при длительном разрыве, однородность структуры и свойств в объеме крупной отливки, низкая критическая температура хрупкости, высокая сопротивляемость развитию трещин
Роторы: РВД цельнокованный РСД цельнокованный РНД, вал	25X1M1Ф (Р2МА) 25X1M1Ф (Р2МА) 34XM3МА	20X3МВФ (ЭИ415) 20X3МВФ (ЭИ415) 34XM1А	Высокая прочность при статических, динамических и циклических нагрузках, жаропрочность и пластичность при длительном разрыве
Насадные диски	34ХН1МА 34ХН3МА 35ХН1М2ФА	34ХН5МА	Низкая чувствительность к концентрации напряжений, низкая критическая температура хрупкости, высокая вязкость разрушения, высокая термическая стабильность формы деталей
Рабочие лопатки: РВД РСД РНД последних ступеней	2ХНМФБНШ (ЭП291Ш) 1ХНМФШ 2Х13Ш 2ХПМФБНШ (ЭП291Ш) 2Х13Ш 2Х13Ш 1Х11МФШ	1Х12ВНМФШ (ЭИ952) 1Х13 1Х12ВНМФШ (ЭИ952) 1Х11МФШ 1Х13 1Х13 1Х11МФШ	Высокая прочность при статических, динамических и циклических нагрузках, жаропрочность и пластичность при длительном разрыве, низкая чувствительность к концентрации напряжений, высокие демпфирующие свойства и жаропрочность, высокая эрозионная и коррозионная стойкость
Диафрагмы: ЦВД, ЦСД	15X1M1Ф 12MX 12X1MФ 12MX	15X1M1Ф 20XMA 15X1M1Ф 30XMA	Жаропрочность, однородность структуры и свойств в объеме детали, термическая стабильность формы деталей
Направляющие лопатки: высокотемпературных ступеней остальных ступеней	2Х11МФБНШ (ЭП291Ш) 2Х13	1Х12ВНМФШ (ЭИ952) 1Х13	Высокая прочность при комнатной и рабочих температурах, высокая эрозионная и коррозионная прочность

Наименование	Марка турбины		Предъявляемые требования
	К-800-240-2	К-500-240-2	
Крепеж: ЦВД внутренний ЦВД наружный ЦСД внутренний ЦСД наружный	ЭИ993 ЭП182, ЭИ723 ЭП182 ЭП182, ЭИ723	ЭП182, ЭИ723 ЭИ723, ЭИ10 ЭП182 ЭП182, ЭИ723	Высокая прочность, жаропрочность и релаксационная стойкость, низкая чувствительность к концентрации напряжений, высокое сопротивление задирамости, стабильность свойств

Эксплуатационная надежность поверхностей нагрева определяется в первую очередь прочностными свойствами металла труб при повышенных температурах. Для труб из стали 20 металлургические заводы гарантируют предел текучести при температурах 250—450 °С, а для труб из легированных сталей, кроме того, гарантируется и предел длительной прочности. При этом жаропрочность при 570 и 610 °С у перлитных сталей 12Х1МФ и 12Х2МФСР примерно одинакова. Преимуществом стали 12Х2МФСР является несколько повышенная (за счет содержания хрома) окалиностойкость. Жаропрочность хромоникелевой аустенитной стали 12Х18Н12Т примерно в 2 раза выше, чем у перлитной, причем она сохраняется на довольно высоком уровне (до 650 °С). Однако эта сталь склонна к коррозии под напряжением, что существенно влияет на ресурс ее работы.

Кроме того, следует учитывать, что аустенитная сталь имеет большую чувствительность к наклепу и повышенную склонность к образованию трещин в наклепанных местах в процессе эксплуатации. Поэтому особое внимание должно уделяться соблюдению режимов термической обработки гибов (1120—1150 °С). Более высокая температура увеличивает опасность получения разнотекстурной структуры, которая может привести к резкому снижению пластичности металла [5.1].

Опытом эксплуатации установлены характеристики коррозионной стойкости и максимально допустимые температуры сталей. Так, для работы котлов на всех видах топлива предельно допустимой максимальной температурой наружной поверхности труб из сталей 12Х1МФ и 12Х2МФСР считается 585 °С, из стали 12Х18Н12Т при использовании в качестве топлива высокосернистых и сернистых мазутов — 610 °С и при остальных видах энергетического топлива — 640 °С. Отклонение в сторону превышения максимально допустимых температур чревато резким ухудшением свойств металла. Установлено, что повышение допустимого уровня на 10—15 °С для хромомолибденованадиевой стали и на 5—10 °С для высокохромистой стали ЭИ756 резко повышает степень повреждаемости поверхностей нагрева. Это объясняется главным образом тем, что допустимые температуры для сталей перлитного и мартенситно-ферритного классов, широко применяемых для труб поверхностей нагрева, находятся на верхнем пределе возможностей данной стали. Превышение предельно допустимых температур также заметно увеличивает скорость коррозионных процессов отдельных участков поверхностей нагрева и прежде всего экранных труб.

Наименее надежным элементом паропроводов и трубной системы котлов являются гибы. Напряжения в них превышают действующие на

прямых участках труб. Гиб характеризуется утонением стенки из-за вытяжки и уплощением поперечного сечения по растянутым при гибке волокнам. Существует мнение, что поперечное сечениегиба представляет собой овал, в действительности оно имеет более сложную форму. Трещины в гibaх наблюдаются с наружной стороны по участку с максимальным уплощением (около наиболее растянутого волокна) и внутри в местах с наименьшим радиусом кривизны (вблизи нейтрального волокна). Именно в этих местах действуют максимальные дополнительные напряжения изгиба, вызванные отклонением формы поперечного сечения от круга.

Опыт длительной эксплуатации показал, что первые повреждения труб в пределах котла (в частности, пароперепускных труб) и паропроводов происходят на гibaх. Важно подчеркнуть, что возникающие при эксплуатации высокие дополнительные напряжения в гibaх малого радиуса кривизны приводят к существенному снижению долговечности независимо от конструкции (штампованные или штампосварные).

В последние годы в результате проведения комплекса исследований НПО ЦКТИ уточнена схема расчета наиболее напряженных элементов котлов и трубопроводов, в частности гибов. Разработаны методы поверочного расчета на малоцикловую усталость, выполнена оценка особенностей развития трещин в металле труб. С учетом существенного влияния коррозии на долговечность гибов, работающих при умеренных температурах, а также особенностей роста трещин разработаны дополнения к нормам расчета, приводящие к увеличению толщины стенки гибов на 2—3 мм.

Указанные разработки нашли свое отражение в нормах расчета на прочность элементов котлов и трубопроводов с расчетным сроком до 200 000 ч [5.2], а также в других нормативно-технических документах [5.3].

5.2. РАБОТА МЕТАЛЛА ОБОРУДОВАНИЯ В НЕСТАЦИОНАРНЫХ РЕЖИМАХ

Тенденцией современного этапа развития энергетики является широкое привлечение блоков СКД, включая самые мощные, к регулированию переменной части графика нагрузок энергосистем, в связи с чем значительная часть их часто останавливается в резерв и пускается. Требование экономичной работы оборудования в этих условиях, как правило, обеспечивается сокращением продолжительности пуска. Темп пуска, в свою очередь, ограничивается необходимостью обеспечения условий, исключающих повреждение оборудования. Среди условий такого рода одним из главных является удержание значений термических напряжений (деформаций), возникающих в деталях котла, турбины, паропроводов и другого оборудования, на допустимом уровне. Исходя из этого, проблема оптимизации переходных режимов блоков часто сводится к задаче определения такого температурного режима, при котором заданный уровень температуры деталей оборудования достигается за наименьший промежуток времени, а возникающие при этом термические напряжения не превышают определенного допустимого значения.

При прогреве паропроводов и коллекторов в металле возникает разность температур между внутренней и наружной поверхностями стенки, что вызывает в ней температурное напряжение. По расчетному допускаемому температурному напряжению определяется перепад температур по толщине стенки, а по перепаду — допускаемая скорость прогрева в зависимости от температуры греющего пара. При решении этой

200

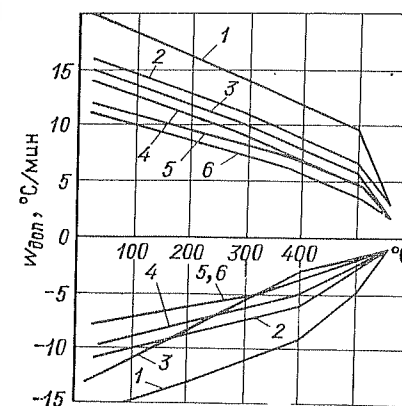


Рис. 5.1. Допустимые скорости прогрева и расхолаживания различных паропроводов свежего пара в зависимости от диаметра и толщины стенки:

1 — $\varnothing 194 \times 36$ мм; 2 — $\varnothing 245 \times 45$ мм; 3 — $\varnothing 219 \times 32$ мм; 4 — $\varnothing 219 \times 52$ мм; 5 — $\varnothing 325 \times 60$ мм; 6 — $\varnothing 275 \times 62,5$ мм

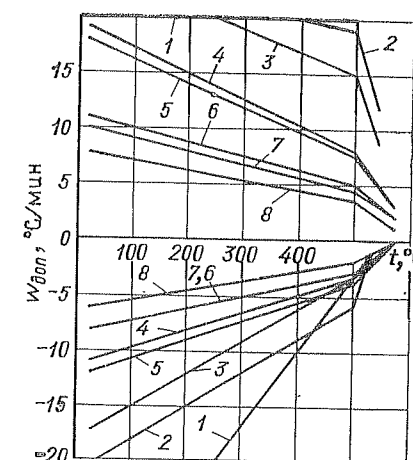


Рис. 5.2. Допустимые скорости прогрева и расхолаживания коллекторов котлов в зависимости от диаметра и толщины стенки:

1 — $\varnothing 273 \times 30$ мм; 2 — $\varnothing 273 \times 40$ мм; 3 — $\varnothing 325 \times 45$ мм; 4 — $\varnothing 325 \times 60$ мм; 5 — $\varnothing 273 \times 60$ мм; 6 — $\varnothing 325 \times 75$ мм; 7 — $\varnothing 219 \times 70$ мм; 8 — $\varnothing 325 \times 85$ мм

комплексной задачи используются показатели ползучести и длительной прочности металла [1.14, 5.1].

Методика, приведенная в [1.14], позволяет определить продолжительность прогрева паропроводов и коллекторов при температурах выше температуры насыщения греющего пара.

На рис. 5.1, 5.2 и в табл. 5.3 приведены допустимые скорости прогрева и расхолаживания паропроводов, коллекторов и паровых задвижек блоков СКД, полученные на основании расчетов для различных давлений с учетом всевозможных изгибающих и крутящих напряжений. При построении рис. 5.1 и 5.2 давление во время прогрева принималось равным нулю, а для расхолаживания — номинальному. При использовании рис. 5.1 следует иметь в виду, что он построен для максимально возможных (но допустимых) изгибающих и крутящих напряжений от самокомпенсации и собственного веса паропровода. В действительности напряжения от самокомпенсации и собственного веса могут быть значительно ниже допустимых и зависят от конфигурации паропровода и системы крепления. Кроме того, при расчетах принято, что выходной кол-

Таблица 5.3. Допустимые скорости изменения температуры, °C/мин, при прогреве и расхолаживании задвижек $D_y 150$ и $D_y 300$ блоков СКД

Температурный интервал, °C	$D_y 150$		$D_y 300$	
	Прогрев	Расхолаживание	Прогрев	Расхолаживание
1—100	4,1	1,5	1,7	0,6
100—200	4,5	1,7	1,9	0,7
200—400	3,8	1,7	1,6	0,7
400—500	3,8	1,75	1,6	0,75
500—565	3,8	1,8	1,6	0,75

литор конвективного пароперегревателя и подсоединяемый к нему паропровод представляют собой одно целое.

Как показано в [1.14, 5.1], допустимые скорости прогрева и расхолаживания тонкостенных паропроводов горячего промперегрева, даже с ориентацией на литые детали, значительно выше скоростей прогрева и расхолаживания паропроводов свежего пара. Однако и для них должны быть проведены соответствующие расчеты.

Прогрев паропроводов из холодного состояния, как правило, сопровождается в первоначальный момент конденсацией пара, для которой характерны большие значения коэффициентов теплоотдачи. Такой прогрев при достаточной пропускной способности дренажных устройств происходит практически одновременно по всей длине. Конденсация, как правило, происходит в период быстрого роста давления при подаче греющего пара.

Важнейшей задачей следует считать разработку аппаратуры для эксплуатационного щитового контроля напряжений в металле паропроводов в переходных режимах для наиболее опасных точек трасс. При использовании ЭВМ здесь возможна оптимизация режимов прогрева и расхолаживания паропроводов в пусковых и остановочных режимах.

Тепловой удар. Одним из наиболее тяжелых режимов с точки зрения возникающих температурных напряжений является тепловой удар. Различают тепловой удар при нагреве (паром) и при охлаждении (водой). В последнем случае ввиду большого значения коэффициента теплоотдачи возникающие температурные напряжения в металле особенно велики.

Тепловой удар при нагреве возникает преимущественно в начале прогрева, когда в холодный паропровод или турбину начинает поступать пар, имеющий, как правило, значительно более высокую температуру, чем стенка (100°C и выше при температуре стенки около 20°C). При этом пар конденсируется на внутренней поверхности стенки при коэффициенте теплоотдачи порядка $(8,3-16,7) \cdot 10^3 \text{ кДж/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C})$. В этом случае в слое металла на внутренней поверхности возникают значительные растягивающие напряжения. Величина их может превзойти предел текучести, а скорость прогрева металла может достигать значений, во много раз превышающих нормированные. Этот вид теплового удара может наблюдаться при толчке турбины, срабатывании БРОУ, предохранительных клапанов и в ряде других случаев.

В эксплуатации при искусственном расхолаживании паропроводов после останова блока не всегда удается плавно снижать температуру пара. В некоторых случаях имеет место быстрое (близкое к скачкообразному) снижение температуры, особенно вблизи линии насыщения. Однако наиболее опасным режимом является попадание холодной воды в горячий работающий паропровод или турбину. В этом случае возможно значительно резкое падение температуры внутренней поверхности стенки (до $250-300^\circ\text{C}$). Интенсивное парообразование воды на внутренней поверхности стенки сопровождается высоким коэффициентом теплоотдачи [$41,8 \cdot 10^3 \text{ кДж/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C})$ и более] и резким охлаждением ее.

В эксплуатации допустимый перепад температур между стенкой и температурой насыщения пара (при прогреве металла с температурой ниже температуры насыщения) или между стенкой и температурой воды при тепловых ударах (в диапазоне температур до 200°C) должен быть [1.1, 1.2] не более 50°C .

Температурная неравномерность. По окружности паропровода на горизонтальных участках преимущественно в периоды прогрева вследствие неравномерного теплообмена с греющим паром возникает разность температур между верхом и низом трубы и возрастает при недостаточном дренировании паропровода и в местах возможного скопления конденсата. Возникающие при этом температурные напряжения в толстостенных паропроводах могут стать значительными, из-за чего разность темпе-

ратур между верхом и низом паропровода в переходном режиме не должна превышать 60°C .

Вибрации трубопроводов могут вызывать разрушения элементов оборудования: обрыв подвесок, образование трещин в сварных стыках и арматуре, разрушение тепловой изоляции и др. Вибрации трубопроводов вызывают следующие факторы: расширение среды с изменением ее физических свойств (увеличение паросодержания) и скорости по длине трубопровода, наличие реакций в гйбах, вызванных движением рабочей среды при пульсирующем ее давлении и скоростях потока до 130 м/с , совпадение частоты собственных колебаний трубопровода и возмущающего усилия (явление резонанса).

Обычно вибрации трубопроводов характеризуются низкой частотой (в пределах три—семь колебаний в секунду). Вибрации с амплитудой до $0,2-0,5 \text{ мм}$ считаются допустимыми [1.16]. Подобные вибрации чувствуются на ощупь, но опасности для надежности работы трубопроводов не представляют. Однако в недостаточно укрепленных трубопроводах амплитуда колебаний становится значительной и может вызвать разрушения трубопроводов от усталости.

Измерение амплитуды и частоты вибрации на электростанциях производится переносными виброметрами типа «Аскания» и др. Снижение вибрации трубопроводов достигается демпфированием и отстройкой по частоте — исключением явления резонанса.

В настоящее время практически единственным способом оценки фактического напряженного состояния паропроводов от действия усилий самокомпенсации является сопоставление расчетных и фактических линейных перемещений оси паропровода при прогреве. В том случае, когда фактические перемещения оси паропровода с достаточной степенью точности согласуются с расчетными, можно ожидать, что напряженное состояние соответствует расчетному.

Эксплуатационный контроль за деформацией трубопроводов осуществляется по индикаторам температурных перемещений (реперным указателям). Очевидно, чем больше установлено таких индикаторов, тем точнее описывает действительную деформацию оси паропровода кривая, построенная по показаниям этих индикаторов*.

При регулировке пружинных креплений после монтажа или ремонта согласно [5.4] для эксплуатационного контроля определяется оптимальное количество индикаторов и их расположение. В случае соответствия фактических температурных перемещений расчетным эксплуатационный контроль каждого паропровода в дальнейшем проводится обычно по двум реперным указателям, установленным в местах, где расчетные горизонтальные перемещения вдоль каждой из координатных осей близки к максимальным, исключая участки, прилегающие к неподвижным опорам. Однако не менее 1 раза в год производят также наблюдение за нормальным расширением паропроводов по всем реперным указателям (в горячем и холодном состоянии).

Целью эксплуатационного контроля за тепловыми перемещениями паропроводов является выявление и устранение защемлений, оценка и обеспечение соответствия фактических температурных перемещений паропроводов расчетным, оценка исправности промежуточных опор, проверка после имевших место нарушений режимов работы (забросы воды в горячие паропроводы, гидравлические удары, вибрация и т. п.).

Выбор допустимых перепадов (разностей) температур и скоростей прогрева деталей блоков производится на основе расчетов, устанавливающих взаимосвязь между режимами эксплуатации и долговечностью

* Как правило, реперные указатели устанавливают через каждые $7-10 \text{ м}$ вблизи гйбов [5.5].

оборудования. В качестве допустимых принимаются расчетные перепады температур и скорости прогрева или расхолаживания, при которых обеспечивается заданная долговечность без повреждения (образования трещин) конструкций [5.16].

Например, система критериев безопасного пуска турбин может быть разработана только на основе данных по термонапряженному состоянию основных элементов турбин и значению относительных перемещений их элементов. Как правило, при поддержании температурных напряжений в допустимых пределах относительные удлинения роторов также не превосходят заданных значений.

Решение задачи о температурных напряжениях в элементах конструкции в общем виде вытекает из определения граничных условий теплообмена и температурного поля. На основе данных о термонапряженном состоянии производится расчет элементов на малоцикловую усталость.

После создания каждого типа оборудования блока в стационарных условиях проводятся исследования, направленные к оптимизации пусковых режимов. С помощью разработанных математических моделей исследуются режимы прогрева и нагружения блоков при пуске из различных исходных состояний. Как правило, интенсивность пуска блоков определяется на модели оптимизации пусковых режимов из условия ограничения уровня термических напряжений во фланцах внутреннего и внешнего корпусов ЦВД турбин в зоне регулирующей ступени и ЦСД в зоне первой ступени, а также в роторах в начале передних концевых уплотнений (обычно в шести основных наиболее термонапряженных узлах, лимитирующих длительность пуска блока). Выбор предельно допустимых термических напряжений в деталях блока подробно рассматривается в [5.16, 5.17].

Согласно этим исследованиям узлами, лимитирующими продолжительность нагружения блоков по термонапряженному состоянию, являются роторы турбин (из-за значительных концентраторов напряжения), причем термонапряженность ротора ЦСД выше, чем ротора ЦВД.

На рис. 5.3 показана связь между длительностью процесса прогрева и нагружения, начальным состоянием деталей турбины и уровнем допустимых термических напряжений в роторе турбины К-500-240. Пунктирные кривые относятся к ЦВД, а сплошные — к ЦСД. Аналогичные графики можно построить для любого типа турбины и для любого термонапряженного узла, что дает возможность в процессе проектирования оценить маневренные свойства того или иного элемента каждого типа турбин. Относительные удлинения роторов ЦВД и ЦСД также исследуют на основе математической модели.

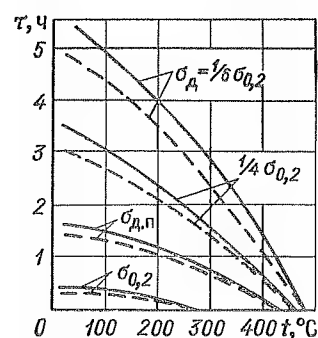


Рис. 5.3. Длительность набора номинальной нагрузки турбины К-500-240 в зависимости от начальной температуры металла паровпусков ЦВД

Исследования температурного состояния турбин СКД, проведенные ВТИ, ПО «Союзтехэнерго», позволили выявить области повышенных перепадов температур, имеющих место в наружном корпусе ЦВД. К таким областям в первую очередь относятся фланцевые соединения горизонтального разъема в зоне паровпуска и торцевая передняя стенка. На основании этих исследований и простейших оценок температурных напряжений, а также исходя из опыта эксплуатации определены допускаемые перепады температур по ширине фланцев ЦВД каждого типа турбины.

Наиболее высокий уровень напряжений в корпусах ЦВД и ЦСД наблюдается при ускоренных пусках из холодного состояния. Следует, однако, иметь в виду, что пуски из холодного состояния наиболее редки и поэтому их влияние на накапливаемую повреждаемость материала незначительно.

В стенках корпуса ЦВД в зоне паровпуска в течение почти всего периода пуска из горячего состоя-

ния сохраняются обратная разность температур (захолаживание внутренней поверхности) и соответственно напряжения противоположного знака. При пуске после двух суток простоя температурные разности и напряжения обратного знака наблюдаются в первый период, а затем их знак изменяется на противоположный. В корпусах ЦСД при этих режимах обратные разности температур отсутствуют. Двухстенная конструкция корпуса ЦСД позволяет в 1,5—2 раза снизить максимальные термические напряжения при всех пусковых режимах (по сравнению с напряжениями в одностенном корпусе). Это позволяет соответственно увеличить допускаемое число циклов нагружения.

Эффективным средством снижения напряжений, предотвращения коробления фланцевого разъема и сокращения длительности пуска является применение системы обогрева фланцев и шпилек, уменьшающее также и относительное перемещение ротора высокого давления.

Применение усовершенствованных систем обогрева фланцевых соединений практически снимает ограничения на режимы пуска со стороны корпусных элементов.

При решении вопроса о термонапряженном состоянии роторов в различных режимах работы турбин СКД сведения об их температурном поле получают только расчетным путем, используя различные методы решения задач нестационарной теплопроводности. Для определения температурных напряжений в роторах используются различные методы численного решения осесимметричной задачи термоупругости [5.17].

Проведенные оценки термонапряженного состояния РВД при пусках из различных тепловых состояний показывают, что по всей длине РВД температурные напряжения, как правило, не превышают предела текучести.

При пусках турбин СКД повреждаемость РВД определяется в основном двумя факторами: качеством предпускового прогрева паропроводов свежего пара и паровпускных органов, а также качеством регулирования температуры свежего пара. Влияние последнего фактора наиболее существенно при пусках после двух и более суток простоя.

При пусках из различного теплового состояния РСД находятся в достаточно тяжелых условиях. Расчеты температурных полей показывают, что при пусках из холодного состояния, выполняемых по инструкциям, разности температур между внутренней и наружной поверхностями РСД в зоне 1-й и 2-й ступеней к концу разворота и началу нагружения могут достигать 120—140 °C в зависимости от исходного теплового состояния, определяемого длительностью подачи пара на переднее концевое уплотнение [2.1, 4.4].

При пусках из неостывшего и горячего состояний температурные напряжения в начальный период могут быть достаточно велики при несоответствии температуры пара, подаваемого на уплотнения, температуре металла ротора. Широко применяемая в эксплуатации схема подачи пара с разделением коллекторов позволяет подавать пар на уплотнения ЦВД и ЦСД с температурой, близкой к температуре металла их роторов. По этим же соображениям целесообразно при коротких простоях подавать на уплотнения пар высокой температуры.

При наиболее распространенном графике работы блоков СКД основную роль в накоплении малоцикловой термоусталостной повреждаемости металла РВД турбин играют режимы разгрузки до нижней границы регулировочного диапазона на время провалов нагрузки с последующим нагружением и в меньшей степени режимы пусков после останова в резерв на выходные дни, для металла РСД — только режимы пусков.

С началом вращения ротора при относительно малых расходах пара через проточную часть теплота, получаемая в результате потерь на трение и вентиляцию рабочих лопаток, приводит к нагреву элементов проточной части — сопловых и рабочих лопаток и в меньшей степени цилиндра. Чем глубже вакуум в этом режиме, тем меньше эти потери и, следовательно, ниже температуры деталей части низкого давления. Нагрев лопаток и ЦНД опасен и тем, что в дальнейшем при нагружении турбины произойдет охлаждение нагретых элементов. Таким об-

разом, при каждом пуске эти детали турбины будут испытывать переменные температурные напряжения, что при большом числе циклов может стать причиной их усталостных повреждений. В результате длительной практики и специально проведенных испытаний установлено, что при вакууме в конденсаторе не ниже 59,3 кПа (300 мм рт. ст.) описанные явления не приводят к опасным последствиям.

Работа энергетической арматуры во многом зависит от состояния уплотнительных поверхностей ее запорных или регулирующих органов. Испытывая воздействие больших удельных давлений, перпендикулярных теплосмен, высоких температур и скоростей протекающей среды, уплотнительные поверхности нередко теряют свою первоначальную форму и целостность.

В тепловой схеме современного блока установлено несколько тысяч единиц энергетической арматуры, причем число запорных вентилей составляет около 70 %, задвижек — около 4—5 %, а остальная часть приходится на дроссельно-регулирующую арматуру, предохранительные и обратные клапаны. Поэтому надежность и экономичность работы блоков в значительной степени зависят от работоспособности энергетической арматуры.

Повышенные технические требования предъявляются к таким показателям энергетической арматуры, как прочность, долговечность и ресурс по цикличности, в том числе при работе в нестационарных режимах, эрозийная стойкость деталей затвора и проточной части, аэродинамическое совершенство проточной части (низкий коэффициент гидравлического сопротивления и высокий коэффициент расхода или пропускной способности), отсутствие кавитации, вибрации и шума, коррозионная стойкость к рабочей и промывочным средам, дренаемость внутренних полостей арматуры, технологичность и ремонтпригодность, допустимые массогабитные показатели, тип привода, его быстродействие (скорость срабатывания), возможность регулировки быстродействия и др.

Затворы в зависимости от их установки в различных типах арматуры многообразны и предназначены для различных целей.

Затворы в энергетической арматуре работают при высоких температурах и периодических теплосменах, при коррозионно-эрозийном воздействии высокоскоростного потока рабочей среды, в условиях трения и при больших механических нагрузках. Открытие и закрытие затворов происходят в условиях взаимного силового сдвига при удельных давлениях на уплотнительных поверхностях, достигающих до 150 МПа (1500 кгс/см²) и выше при рабочих температурах. При этом уплотнительные поверхности нередко подвергаются воздействию твердых частиц (грат, окалина), несущихся потоком [5.15].

5.3. КОНТРОЛЬ СОСТОЯНИЯ МЕТАЛЛА ОБОРУДОВАНИЯ

Надежная и безопасная эксплуатация оборудования блоков может быть обеспечена при комплексном контроле режимных параметров оборудования, его вибрации, а также свойств и качества металла на всех стадиях изготовления, монтажа и эксплуатации. В большинстве случаев оценка работоспособности металла определяется по следующим параметрам: кратковременные и длительные механические свойства металла, его структура, трещиностойкость, малоцикловая и термическая усталость и др. Контролю подлежат элементы, работающие в режимах, под воздействием которых возникают и развиваются процессы ползучести,

окажинообразования, усталости, коррозии, изменения структуры и механических свойств. Работы по контролю и наблюдению за металлом проводятся во время плановых остановов оборудования.

В табл. 5.4 определены методы и объемы контроля и наблюдения за состоянием металла в процессе эксплуатации котлов, турбин и трубопроводов.

Таблица 5.4. Регламентируемый контроль металла оборудования блоков СКД неразрушающими методами

Объем контроля	Входной контроль		Периодический контроль при эксплуатации			
	Объем, %	Метод	Объем, %	Метод	Периодичность (до 100 тыс. ч), ч	
					Первый	Последующие
Сварные кольцевые швы труб главных паропроводов и магистралей: заводские	10	УЗК	100	УЗК	В первый капитальный ремонт	30 000—35 000
монтажные с литыми деталями	5		5			
с отводами	100 100		100 100			
Сварные швы труб вспомогательных паропроводов, питательных магистралей и поверхностей нагрева	10	УЗК	100	УЗК	В первый капитальный ремонт	30 000—35 000
Сварные швы труб коллекторов	20	УЗК	100	УЗК	В первый капитальный ремонт	30 000—35 000
Сварные швы донышек коллекторов	5					
Гибы труб паропроводов и магистралей	—	—	50	УЗК, МПД	Через 50 000	
Гибы необогреваемых труб диаметром 133×(7—12) мм и др.	100	УЗК, МПД	50	УЗК, МПД	В каждый капитальный ремонт	Через 50 000
Крепеж турбин	5	УЗК	100			
Места конструктивных концентраторов литых деталей: арматуры турбин	25 10	КЦ, МПД	25	КЦ, МПД	В каждый капитальный ремонт	
Коллекторы и трубопроводы парохладителей в местах попадания воды	—	—	100	УЗК	После 100 000	

Примечание. УЗК — ультразвуковой контроль; КЦ — капиллярный цветной; МПД — магнитно-порошковая дефектоскопия.

Основными показателями оценки эксплуатационной надежности металла являются:

соответствие фактической марки стали, из которой изготовлена деталь, указанной в чертеже;

отсутствие трещин и других видов повреждений (металлургических дефектов, сколов, обрывов, эрозийного и коррозионного износа);

соответствие механических свойств металла требованиям ТУ или ГОСТ на данную деталь и марку стали;

отсутствие недопустимой остаточной деформации или протекание ползучести с допустимой скоростью. Допустимая скорость ползучести принимается $1 \cdot 10^{-7}$ мм/(мм·ч). При этом суммарная остаточная деформация за 100 тыс. ч работы не должна превышать 1% [5.11];

отсутствие коробления деталей.

После выполнения контроля составляется отчет, который должен содержать:

сведения о фактически выполненных объемах работ с указанием отклонений от запланированных объемов;

заключение о состоянии основного металла, сварных соединений, ремонтных наплавов и о состоянии металла вырезов с оценкой изменения его свойств;

сведения о дефектных деталях и о характере дефектов;

заклучение о причинах возникновения выявленных повреждений и дефектов;

рекомендации по ремонту или замене дефектных деталей.

Элементы считаются пригодными к дальнейшей эксплуатации, если результаты контроля удовлетворяют требованиям Госгортехнадзора СССР, нормативно-технической документации и допускам. При неудовлетворительных результатах контроля принимается решение о ремонте или замене отдельных деталей. Если результаты обследования металла окажутся неудовлетворительными для большинства деталей и узлов, рассматриваются результаты контроля металла за весь период эксплуатации и принимается решение о возможности ремонта или обоснование необходимости его демонтажа.

Ультразвуковой метод применяется для определения ползучести (остаточной деформации) трубопроводов, гибов, роторов паровых турбин, осевых каналов роторов и даже сложнопрофильных литых корпусных деталей котлов и турбин, основан на измерении интервала времени между посылкой и приемом ультразвуковых поверхностных волн от излучателя к приемнику. Метод реализован в устройстве УУД-2, содер-

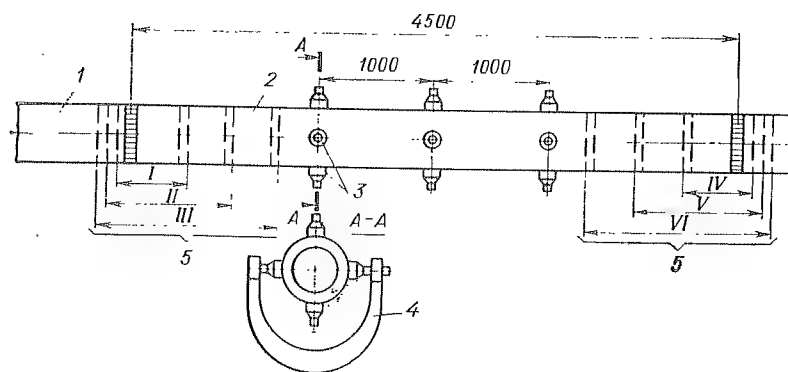
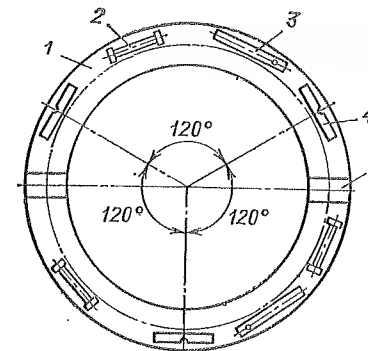


Рис. 5.4. Контрольный участок паропровода:

1 — паропровод; 2 — контрольный участок; 3 — бобышки; 4 — скоба для измерения остаточных деформаций; 5 — вырезки образцов для испытаний; I—VI — последовательность вырезов

Рис. 5.5. Схема вырезки образцов:

1 — вырезанный образец трубопровода; 2 — образец для испытания на растяжение; 3 — то же на ударную вязкость; 4 — то же для карбидного анализа; 5 — то же для микршлифа



жащем серийный дефектоскоп (типа УДМ и ДУК), специально разработанные приемно-передающие головки и контрольно-измерительную систему. Вместе с тем для контроля ползучести и проверки изменения структуры и механических свойств металла предусматриваются специальные контрольные участки трубопроводов, оснащаемые бобышками, по которым контролируется ползучесть путем измерения диаметра. Из контрольного участка 1 раз в 3 года вырезается образец для производства механических и металлографических испытаний, химического и карбидного анализа основного металла и сварных соединений (рис. 5.4).

Бобышки приваривают также в двух взаимно перпендикулярных диаметрах на прямых участках трубопроводов и коллекторов. Ползучесть металла змеевиков пароперегревателей котлов контролируют специальными калиброванными скобами. Для исключения влияния температур все измерения выполняются при температуре металла ниже 50 °С [5.7; 5.8].

Эксплуатационный контроль за ползучестью позволяет выявить момент достижения предельного значения остаточной деформации труб, при котором трубы подлежат замене.

Обработка данных наблюдений заключается в построении кривых ползучести металла труб в условиях эксплуатации, построении гистограмм остаточной деформации и их анализе, экстраполяции кривых ползучести на 50 000 и 100 000 ч в предположении, что скорость ползучести сохранится неизменной и на участке экстраполяции, прогнозе деформации каждой трубы к определенному (задаваемому) времени параболки, построении гистограмм ожидаемой деформации по результатам их анализа [5.9].

При остаточной деформации трубопровода более 1 % * его тщательно исследуют. Для этого вырезают куски трубы длиной не менее 300 мм. На образцах, изготовляемых из вырезанного куска трубы, исследуют микроструктуру** и механические свойства стали и производят карбидный анализ, который позволяет определить количество карбидообразующих легирующих элементов, оставшихся в твердом растворе и перешедших в карбиды. Схема вырезки образцов показана на рис. 5.5.

Твердость измеряется прибором Бринелля на поперечном сечении. Испытания на растяжение проводят при комнатной и рабочей температурах, ударную вязкость определяют только при комнатной температуре. Затем исследуют микроструктуру и определяют количество неметаллических включений. Микроструктуру исследуют и фотографируют на продольных и поперечных шлифах при увеличении в 100 и 500 раз. Разработаны методы определения микроструктуры и механических свойств без вырезки образцов.

* Критическое значение остаточной деформации труб из стали 12Х1МФ иногда увеличивают от 1 до 1,5% [5.10].

** Микроструктура не является непосредственным браковочным признаком. Она является лишь косвенным показателем уровня механических свойств.

В практику контроля состояния металла на электростанциях внедряются безобразцовые методы механических испытаний и определения механических свойств по твердости, основанные на том, что между твердостью, определяемой вдавливанием, и основными механическими свойствами при растяжении имеется устойчивая зависимость [5.9, 5.10]. Безобразцовые методы контроля качества металла удобны в эксплуатации, но точность их ниже методов с применением образцов.

Разрушению деталей из жаропрочных сталей предшествует появление в структуре металла микроскопических пустот (каверн). Обнаружение таких пустот путем контроля структуры металла и наблюдения за динамикой их развития в ходе эксплуатации позволяют прогнозировать разрушение деталей оборудования и тем самым своевременно производить их замену.

На этом принципе основаны методы неразрушающего контроля структуры поверхности деталей, работающих в условиях высокого давления и высоких температур.

Контроль неразрушающими методами включает в себя следующие этапы: поиск (внешний осмотр поверхностей всех деталей) и обнаружение различных видов наружных предполагаемых дефектов; измерение их характеристик (соответствующих данному методу контроля) на фоне помех; классификация дефектов и косвенное определение их эквивалентных геометрических размеров; оценка сплошности металла (качества) по полученным данным и принятие решения [5.9].

В табл. 5.4 дан перечень неразрушающего контроля (ультразвуковой, капиллярной цветной, магнитно-порошковой дефектоскопии и др.).

В последнее время на электростанциях стали применяться методы неразрушающих испытаний, связанные с определением прочностных свойств металла: электромагнитный и акустический [5.9, 5.10]. Методы основаны на регистрации усредненных акустических и электромагнитных характеристик всего материала в целом и, следовательно, являются более стабильными, чем методы определения механических свойств по форме отпечатка индентора. Акустические измерения являются более трудоемкими, так как требуют применения контактной жидкости и предварительной подготовки контролируемой поверхности. При отработке технологии неразрушающего контроля механических свойств металла оборудования электромагнитные измерения проводятся до акустических.

Физические методы (электромагнитные и акустические) позволяют получить усредненные по объему детали значения твердости. В основе этих методов лежат процессы взаимодействия электромагнитных и акустических возмущений со структурой металла и способы определения механических свойств по характеристикам твердости.

Безобразцовые и физические методы определения механических свойств широко используются на электростанциях для контроля металла, паропроводов, коллекторов, крепежных элементов турбин и вспомогательного оборудования. Образцовые испытания механических свойств материалов используются как дополнительный метод контроля, уточняющий или подтверждающий данные, полученные при комплексном исследовании свойств неразрушающими методами.

Для обнаружения и своевременной замены поврежденных элементов выполняют приведенный ниже объем контроля и испытаний лопаточного аппарата турбин:

производят подробный внешний осмотр рабочих и направляющих (сопловых) лопаток всех ступеней турбины и их связей. При осмотрах обращают внимание на состояние поверхностей лопаток в местах расположения связей, кромок лопаток по всей длине, стыков стеллитовых пластинок, хвостовиков и мест переходов к перу лопатки, связей, шипов и ленточных бандажей возле отверстий. Особенно тщательно контролируют состояние выходных кромок корневой части лопаток последних ступеней низкого давления;

производят дефектоскопию рабочих и направляющих лопаток ступеней, которые имели повреждения на данной турбине и других турбинах аналогичного типа. Рекомендуется применять капиллярный (цветной), магнитно-порошковый и ультразвуковой методы дефектоскопии. Для этой цели может быть использован также метод вихревых токов, не требующий тщательной зачистки поверхности лопаток и обеспечивающий по-

стоянство чувствительности прибора при изменении зазора между контролируемой поверхностью и датчиком [5.11].

Оценивают вибрационную стойкость лопаток путем снятия вибрационных характеристик, которые не должны иметь отклонений от норм действующих РТМ-108.021.03-77.

5.4. ОБСЛЕДОВАНИЕ И НАЛАДКА ПАРОПРОВОДОВ

Обследование паропроводов проводится после ознакомления с проектной технической документацией с целью проверки технического состояния и соответствия его установленным требованиям. В проектной документации должны быть приведены аксонометрические схемы паропроводов с указанием мест установки опор и индикаторов тепловых перемещений, значения нагрузок на пружинные опоры, затяжек пружин в рабочем и холодном состояниях и тепловых перемещений паропроводов в местах установки индикаторов.

Соответствие фактического состояния паропроводов проекту определяется сопоставлением фактического исполнения трассы, мест установки арматуры, продувочных и дренажных линий, расположения компенсаторов, опор и индикаторов тепловых перемещений с проектными данными. На паропроводах с внутренним диаметром 100 мм и более проверяют расположение бобышек и контрольных участков, сверяют расположение сварных соединений и расстояния между ними с исполнительной схемой паропровода.

Состояние системы крепления и ее работоспособность* определяют осмотром в рабочем и холодном состояниях паропроводов в соответствии с [5.4, 5.5]. Наиболее характерные недостатки системы крепления и способы их устранения приведены в табл. 5.5. При обнаружении неработоспособных опор проверяют соответствие конструкции установленных опор и типа пружин проекту путем сопоставления фактического диаметра прутка и числа витков пружины с данными, приведенными в норма-лах [5.4].

Возможные заземления** паропроводов выявляют осмотром трассы в рабочем и холодном состояниях. Между паропроводами и расположенным рядом оборудованием или строительными конструкциями должны быть зазоры, обеспечивающие беспрепятственное тепловое перемещение паропроводов на проектное значение. Работоспособность индикаторов определяется согласно [1.10, 5.5].

Наиболее характерные заземления паропроводов:

в местах прохода через стены, перекрытия и площадки обслуживания из-за недостаточных размеров отверстий в них;

вследствие соприкосновения тепловой изоляции рядом расположенных паропроводов;

вследствие расположения несущих конструкций или оборудования в непосредственной близости к паропроводу;

при наличии временных опор, блокирующих стяжек пружин или разгрузочных устройств, не демонтированных после завершения монтажа или ремонтных работ;

вследствие установки опор с короткими тягами, ограничивающими перемещения паропроводов, а также разрушений элементов опор.

* Под термином «работоспособность системы крепления» понимается способность опор воспринимать проходящую на них нагрузку при различных тепловых режимах работы оборудования.

** Здесь и далее под термином «заземление» понимается ограничение перемещений изолированного паропровода при его прогреве или расхолаживании, не предусмотренное проектом.

Таблица 5.5. неполадки и отказы систем крепления паропроводов

Неполадки и отказы	Причина	Способ устранения
Перекосы балок блоков опорных подвесок	Ослабление затяжки хомутов	Восстановить затяжку
	Разрушение пружин, тяги, обрывы тяг и других деталей опор	Разрушенные детали опор восстановить или заменить новыми
	Различная жесткость пружинных цепей одной опоры	Заменить пружины и обеспечить одинаковую их жесткость и грузоподъемность
Неработоспособность пружин	Упор центральной тяги в traversу блока пружин	Срезать часть гайки, выступающей над гайками крепления
	Упор ушка центральной тяги в нижний стакан пружины или же в балку блока опорных подвесок	Удлинить центральную тягу или же укоротить на эту же длину тягу блока пружин к паропроводу или неподвижным конструкциям
Потеря устойчивости блоков пружины	Отсутствие в опорных конструкциях направляющей планки	Демонтировать и протарировать пружины. При сборке опоры установить отсутствующие планки и недостающие шарниры в тягах
Деформация тяг опор при тепловых перемещениях паропровода	Мала длина тяг	Удлинить тяги
	Недостаточное количество шарниров в тягах	Установить недостающие шарниры
Сползание скользящих, направляющих и катковых опор с опорных плит	Установка опор без учета тепловых перемещений паропровода	Установить опоры с учетом тепловых перемещений паропровода
Потеря работоспособности катковых и шариковых пружинных опор	Разрушение сепараторов, перекося и заклинивание пружин и защемление паропровода	Выполнить ремонт и необходимую реконструкцию опоры
	Несоответствие затяжки пружин проектным значениям	Уточнить типоразмер пружин и произвести их регулировку

По результатам измерения значений и направлений уклонов горизонтальных участков определяется надежность опорожнения паропроводов через дренажи. Согласно [5.4] уклон горизонтальных участков должен быть не менее 0,004 по ходу движения среды при температурах металла от 0 °С до температуры, соответствующей насыщению при рабочем давлении среды. Измерения уклонов выполняются после устранения защемлений паропроводов и наладки системы их крепления. После-

довательность работ при определении уклонов и устранения обнаруженных контруклонов паропроводов осуществляется в соответствии [1.10, 5.4].

Работы по обследованию состояния паропроводов проводятся со следующей периодичностью:

перед каждым остановом в капитальный ремонт и после ремонтов оборудования, при которых выполнялись работы на паропроводах;

в случаях обнаружения признаков стояночной коррозии, появления гидравлических ударов, обнаружения усталостных трещин по результатам УЗД сварных соединений, повреждений паропровода или системы крепления, приведших к прогибу его оси, замены труб более чем на 30 % длины участка паропровода, заключенного между неподвижными опорами, одновременной переварки более 30 % сварных соединений паропровода;

в межремонтный период при нормальной эксплуатации паропроводов с учетом требования [5.4] не реже 1 раза в год.

Все выявленные при обследовании отступления от проекта согласовывают с проектной организацией и вносят в техническую документацию, в том числе в аксонометрические схемы паропроводов.

По результатам обследования состояния паропроводов лицо, ответственное за исправное состояние и безопасную эксплуатацию их, составляет ведомость дефектов, в которой отображает расположение, характер, способы и сроки устранения дефектов, а также делает отметки об устранении дефекта или же указывает причины неустранения дефектов в установленные сроки.

При несоответствии фактической трассы паропроводов проекту или при отсутствии в проектной документации необходимых данных выполняются поверочные расчеты паропроводов. Расчет паропроводов на прочность и оценку напряженного состояния выполняют в соответствии с требованиями [1.14].

После ремонта опор регулируют пружины для обеспечения проектных значений их высот $H_{хол}$ с учетом допуска. Измерения высот пружин выполняют с двух диаметрально противоположных сторон и принимают их среднее значение. По результатам измерений высот пружин определяют значения фактических нагрузок на пружинные опоры.

Отклонения фактических нагрузок на опоры в рабочем состоянии от проектных допускаются не более $\pm 25\%$. При отклонениях, превышающих указанные пределы, выполняют регулировку пружинных опор изменением длины несущей части резьбовых тяг. Допускается не выполнять регулировку опор, у которых несовпадение фактических высот пружин в рабочем состоянии с проектными менее 5 и 10 мм соответственно для пружин с максимальным прогибом 70 и 140 мм [5.4].

Если при регулировке опор значение смещения оси паропровода превышает для высокотемпературных паропроводов $\pm 35\%$, а для низкотемпературных $\pm 70\%$ абсолютных значений максимальных расчетных вертикальных тепловых перемещений при прогреве, то следует приостановить дальнейшую регулировку опор и уточнить фактическую массу паропровода на 1 м длины и фактические характеристики установленных пружин в опорах. Массу паропровода определяют по результатам взвешивания фактической тепловой изоляции и выборочной проверки толщины стенки труб. Фактическая характеристика пружин определяется их тарировкой согласно [1.10, 5.4]. После уточнения массы паропровода и характеристик пружин производят корректировку фактических и проектных нагрузок на опоры.

Дефекты и отказы в работе металла поверхностей
нагрева котлов и трубопроводов

Аварийные остановки котлов вызваны повреждениями труб поверхностей нагрева. Основными источниками повреждений поверхностей нагрева являются:

технологические дефекты изготовления (включая дефекты производства труб и других полуфабрикатов, поставляемых металлургической промышленностью котлостроительным заводам), свищи в сварных соединениях и разрывы труб;

недостатки отдельных конструктивных решений и условий эксплуатации (нестабильность качества топлива и др.), недостаточная изученность рабочих процессов, протекающих в котлах СКД.

Ко второму источнику относятся повреждения, вызванные ползучестью металла, механической и термической усталостью, перегревами труб (тепловая развертка и др.), высокотемпературной наружной газовой коррозией, золовым износом, нарушениями водного режима и др.

При разрушении труб поверхностей нагрева из-за наличия технологических дефектов причина устанавливается после разрезки трубы, внешнего осмотра и исследования макро- и микроструктуры. Свищи и разрывы образуются непосредственно по дефектам. Поверхность несплошности в месте заката или трещины, возникающих в процессе производства труб, обычно сильно окислена; трещины и закаты заполнены оксидами; от них начинается свежий излом. В металле, прилегающем к месту разрыва, часто наблюдаются скопления неметаллических включений. В некачественно выполненных сварных соединениях обнаруживаются поры, включения шлака, недостаточное подплавление основного металла и др.

Распространенный вид повреждений поверхностей нагрева — дефекты в узлах крепления труб, приварки штуцеров к коллекторам, в композитных сварных стыках (аустенитная и перлитная стали), в контактной приварке шипов и др. Повреждения могут быть трех типов: кольцевые трещины на змеевиках в зоне термического влияния сварки, свищи в металле шва, несплавления между металлом шва и металлом камеры. Кольцевые трещины образуются из-за наличия изгибных напряжений при плохой самокомпенсации и заземления змеевиков.

Повреждения пароперегревателей, как правило, происходят в местах приварки к трубам дистанционирующих элементов (скобы, прокладки, сухари, планки и др.). Повреждения вызываются низкой деформационной способностью металла труб в зоне сплавления, наличием напряжений, возникающих от тепловых перемещений участков труб. Дополнительные напряжения в местах приварки креплений приводят к повреждениям в виде кольцевых трещин.

Дистанционирующие элементы в значительной степени подвергаются высокотемпературной ванадиевой коррозии. В результате этого трубы не удерживаются в ранжире, нарушается шаг и т. п. Подвески, опоры и крепления радиационных и конвективных пароперегревателей могут разрушаться от перегрузок под тяжестью шлаковых отложений, или из-за золового износа.

К износу труб приводят неравномерность газового потока и большое содержание летучей золы. Интенсивной коррозии пароперегревателей способствуют шлаковые отложения.

На ряде электростанций отмечаются повреждения сварных соединений экономайзеров (материал труб — сталь 20). В большинстве случаев повреждения представляют собой игольчатые свищи в наплавленном металле или околошовной зоне. Повреждения появляются в начальный период эксплуатации после монтажа или ремонта и наблюдаются как в стыковых сварных соединениях труб, так и в угловых сварных соединениях в местах приварки змеевиков к камерам. Игольчатые свищи образуются из-за интенсивного перегрева при сварке, вызывающего образование цепочек точечных включений по границам зерен. Технологические дефекты, вызывающие концентрацию напряжений (непровары, смещения кромок, прожоги, газовые поры и т. п.), интенсифицируют процесс образования свищей.

Трещины, обнаруживаемые на радиационных поверхностях нагрева, выполненных из плакированных труб, однотипны по характеру и имеют усталостное происхождение. Причиной повреждений являются высокие напряжения от разностей температур между соприкасающимися панелями (ходами), обусловленные неравномерностью теплового потока и различными заземлениями. Циклический характер изменения напряжений связан главным образом с пусками и остановами котлов.

Одной из причин разрушений труб является также термическая усталость в зоне действия обдувочных аппаратов.

К категории усталостных относятся и трещины в композитных сварных стыках (аустенитная и перлитная стали) из-за отличающихся значений коэффициентов линейного расширения и предела ползучести.

Важным критерием эксплуатационной надежности котельных сталей является способность к пластической деформации при ползучести. Разрушению элементов котлов, изготовленных из стали с высокой длительной пластичностью, предшествует большая остаточная деформация. Заметное увеличение наружных размеров служит сигналом о наступлении опасного состояния и позволяет своевременно заменять ненадежный элемент. Пластическая деформация в месте концентрации напряжений уменьшает опасность внезапного хрупкого разрушения.

Способность металла накапливать определенную остаточную деформацию до разрушения используется для контроля труб поверхностей нагрева в процессе эксплуатации. Для этого диаметр труб периодически измеряется специальными шаблонами.

Задачей контроля состояния металла труб поверхностей нагрева является выявление и предотвращение аварийных остановов котлов при повреждениях труб из-за перегревов, золового износа, газовой коррозии, из-за коррозионно-усталостных процессов и др.

Для целей дефектоскопии используются различные виды шаблонов, штангенциркули, толщиномеры «Кварц-6» и др. Поверхности нагрева, имеющие склонность к повышенной повреждаемости (НРЧ, водяной экономайзер и др.), обычно обеспечиваются внеплановым контролем.

Перегрев труб поверхностей нагрева, как правило, вызван тепловой разверткой или общими нарушениями режимов работы котлов. Наиболее чувствительны к нарушениям работы котлов топочные экраны, а также ширмы и конвективные пароперегреватели. Превышение допустимой температуры приводит к уменьшению долговечности металла труб. В зависимости от длительности и степени превышения фактической температуры над допустимой может быть вызвано ускорение ползучести и окалинообразование (коррозия) металла.

Местные перегревы труб до температуры, существенно превышающей расчетную, приводят к повреждениям: свищам, вздутиям, утонениям стенок и разрывам. Наиболее типичные причины перегрева — забивание труб (полное или частичное) шарами для прогонки поверхности нагрева после сварки, сварочным градом, случайными предметами, попавшими в трубы при монтаже или ремонте, нарушение гидродинамики, образо-

вание отложений на внутренней поверхности, перекос температур по газовому тракту.

Оказывают влияние на надежность работы поверхностей нагрева также шлакование верхней части топочной камеры и конвективных поверхностей нагрева, неэффективность средств очистки, сжигание непроектного топлива, нарушение производственных инструкций и т. п.

Высокотемпературная газовая коррозия является одной из причин разрыва экранных труб НРЧ котлов СКД. Так, в котлах, работающих на твердом топливе, замена большинства экранных труб НРЧ производится примерно через 20 000—30 000 ч работы. В котлах, сжигающих сернистый мазут, трубы выходят из строя через 15 000—20 000 ч работы.

Причиной преждевременных разрушений металла труб поверхностей нагрева котлов является также нестабильность температуры металла, вызываемая изменением режима работы. Число таких изменений резко возрастает при работе котлов в переменных режимах. Повышение температуры металла поверхностей нагрева выше расчетного значения ускоряет процесс изменения структуры металла, а колебания температуры приводят к возникновению циклических температурных напряжений. Колебания температуры оказывают влияние на коррозию внутренних поверхностей труб элементов котлов, вызывая разрушения защитной оксидной пленки. Совместное действие переменных напряжений и коррозионных процессов может привести к значительному ускорению разрушения металла труб из-за взаимной интенсификации процессов.

В эксплуатации отмечено, что переменные температурные напряжения практически не оказывают влияния на снижение ресурса труб при максимальных температурах металла стенки ниже 500—520 °С. При более высоких уровнях температур это влияние резко усиливается и приводит к снижению ресурса труб в 3—5 раз по сравнению с расчетным [1.1, 1.2].

Эрозионный золовый износ. Сжигание топлив повышенной зольности неизбежно влечет за собой интенсификацию золового износа конвективных поверхностей, причем золовому износу наиболее подвержен водяной экономайзер. Например, на котлах П-57 характерными зонами золового износа являются первые и вторые по ходу газов калачи в рассечке водяного экономайзера до первых дистанционирующих стоек, внутренняя часть гибов у выходных коллекторов, внутренние и наружные гибы калачей в местах примыкания пакетов к боковым стенкам конвективной шахты, крайние змеевики с фронта и тыла конвективной шахты по всей ширине.

Опыт эксплуатации показывает, что скорость эрозионного износа приблизительно пропорциональна кубу скорости дымовых газов. Поэтому при проектировании эти скорости снижают. Например, в конвективном газоходе котла П-57, сжигающего Экибастузский уголь с высокой зольностью, скорость дымовых газов на номинальной нагрузке составляет 6,5—7 м/с. Это обеспечивает 80 000—100 000 ч эксплуатации котла без замены труб из-за износа. Все гибы труб конвективных поверхностей оснащены защитой от эрозионного износа.

Повреждения и отказы в работе трубопроводов. Основными источниками повреждений трубопроводов являются:

дефекты производства труб технологического происхождения — плены, закаты, трещины и др.;

непровары и шлаковые включения в сварных соединениях, трещины в сварочном шве и в околошовной зоне под действием остаточных напряжений и влияния термического цикла сварки;

трещины в сварных тройниках и местах приварки штуцеров;

повреждения гибов из-за чрезмерной овальности и низкой деформационной способности металла;

чрезмерные термические компенсационные напряжения;

тепловая усталость металла в результате длительной эксплуатации;

коррозионно-эрозионный износ трубопроводов питательной воды;

повышение расчетного рабочего давления.

Дефекты технологического производства паропроводов и перепускных труб котла, включая дефекты термической обработки, практически те же, что и у труб поверхностей нагрева.

Опыт эксплуатации паропроводов показывает, что больше всего повреждаются сварные соединения труб и литых корпусных деталей (арматура, тройники, клапаны) из хромомолибденованадиевой стали.

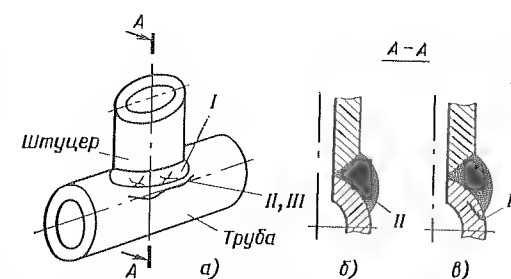


Рис. 5.6. Схема расположения трещин в сварных тройниках:

а — типы I—III; б — тип II; в — тип III

Характерны повреждения околошовной зоны (после 10 000—15 000 ч эксплуатации) и разупрочнения участка зоны термического влияния основного металла, расположенного на расстоянии 3—5 мм от линии сплавления (после 50 000—70 000 ч эксплуатации) [5.12].

В сварных тройниковых соединениях и местах вварки штуцеров паропроводов наблюдаются три типа повреждений (рис. 5.6):

тип I — паукообразное растрескивание в металле шва (рис. 5.6, а);

тип II — кольцевые трещины по участку перегрева околошовной зоны вблизи границы сплавления, распространяющиеся от концентраторов напряжений в месте перехода шва к трубе (рис. 5.6, б);

тип III — кольцевые трещины по разупрочненному участку (мягкой прослойке) зоны термического влияния, проходящие на расстоянии 2—3 мм от линии сплавления (рис. 5.6, а и в).

Разрушения гибов паропроводов и перепускных труб обусловлены искажением формы поперечного сечения при гибке, утонением стенки в местегиба, низкой жаропрочностью и длительной пластичностью металла, а также эксплуатацией при температуре выше расчетной. Ускорению процесса высокотемпературного разрушения гибов способствуют добавочные напряжения, возникающие из-за защемления опор, подвесок и пр. Существенную роль играют изменяющиеся во времени термические напряжения, появляющиеся при пусках, остановках и резких изменениях режима работы котла.

Разрушение гибов перепускных или паропроводных труб обычно начинается с образования трещины на наружной поверхности вдоль наиболее растянутого при гибке волокна. В этом месте действуют наибольшие дополнительные растягивающие напряжения, вызываемые изгибом поперечного сечения из-за уплощения труб при гибке, а толщина стенки минимальна вследствие вытяжки. Реже наблюдаются повреждения из-за трещин, развивающихся с внутренней стороны в районе нейтральных волокон, где дополнительные изгибные растягивающие напряжения могут достигать большой величины. Кроме того, здесь отрицательную роль играют коррозионно-усталостные процессы. Осмотр очищенного от окалины и ржавчины разрушенногогиба обычно позволяет выявить систему неглубоких трещин (до 0,8—1,0 мм), расположенных параллельно основной трещине.

В связи с существенной зависимостью долговечности гибов от исходной овальности* целесообразно, чтобы она не превышала 4 %. До реализации мероприятий, позволяющих обеспечить такое требование при изготовлении гибов, целесообразно маркировать каждый гиб с овальностью более 4 % с указанием фактических значений овальности и толщины стенки в растянутой зоне. Это позволит резко снизить объем эксплуатационного контроля гибов, ограничиваясь проверкой небольшого числа наименее надежных из них. Дефектные гибы ремонту не подлежат, их надо заменять.

* Согласно [5.3] овальностьгиба должна быть не более 8%.

На паропроводах свежего пара блоков СКД иногда наблюдаются повреждения штуцеров дренажных и импульсных линий. Причина повреждений — исчерпание длительной прочности при изгибе, вызванном компенсационными напряжениями. Количество повреждений штуцеров можно резко сократить, если на штуцере после конического перехода на меньший диаметр выполнить цилиндрический участок длиной около одного диаметра, разнося таким образом в разные места концентратор напряжения из-за перехода от цилиндра к конусу и зону термического влияния шва, обладающую пониженной деформационной способностью при изгибе.

Дефекты и отказы в работе металла паровых турбин

Наиболее повреждаемыми узлами паровых турбин СКД являются проточная часть, системы регулирования и парораспределения. Несмотря на редкие случаи повреждений проточной части турбин, приводящих к остановам блоков, в периоды капитальных и текущих ремонтов обнаруживаются значительные дефекты:

- коробление, большая эллипсность, износ или завальцовка, а в отдельных местах отсутствие усиков концевых и диффрагменных уплотнений;

- недопустимый остаточный прогиб роторов, значительные расцентровки линии валов;

- трещины на сегментах, обрыв креплений и разворот сопловых аппаратов;

- эрозионный износ сопловых аппаратов;

- трещины на дисках и диффрагмах из-за их взаимных задеваний;

- остаточный прогиб диффрагм, трещины в местах приварки или заделки лопаток;

- трещины в рабочих лопатках в районе отверстий под демпферную проволоку, деформации, обрывы и трещины в демпферных связях из-за неудовлетворительной вибрационной отстройки пакетов лопаток;

- радиальные задевания по вершинам лопаток и эрозионный износ кромок рабочих лопаток;

- обрыв лопаток и бандажей. Повышенная по сравнению с нормой твердость металла лопаток свидетельствует о неудовлетворительной термической обработке их на заводе-изготовителе.

Работа турбин на загрязненном паре вызывает ряд серьезных затруднений, включающих коррозионное растрескивание металла под напряжением, эрозию под действием твердых частиц, образование отложений, повреждения посторонними предметами, коррозионные язвы и эрозию под действием влаги.

Одной из основных причин выхода из строя рабочих лопаток турбин являются вибрационно-усталостные повреждения. При проектировании обычно стремятся принимать такие запасы, чтобы динамические изгибные напряжения в лопатках не превышали предела усталости. Однако по разным причинам (ошибки конструирования, несовершенство методов расчета, ошибки и при изготовлении, эрозионный износ, коррозия и т. д.) напряжения в реальных условиях часто оказываются больше предела усталости. Кратковременное увеличение напряжений до значений, превышающих предел усталости, может возникать также в аварийных и нерасчетных режимах эксплуатации, таких, как короткое замыкание в электрической части генератора, отказы системы регулирования и защиты, малые пропуски пара и т. д.

Излому лопаток способствует наличие концентраторов напряжения в виде недостаточно скругленной тонкой выходной кромки в прикорневом сечении, а также отступление от технологии изготовления бандаж-

ной связи — дополнительная пропайка шипов к ленточному бандажу и неудовлетворительная расклепка шипов.

В последнее время на ряде электростанций выявился эрозионный износ выхлопных частей низкого давления и камер отборов к ПНД № 1 вплоть до появления в отдельных местах сквозных отверстий.

В роторах турбин СКД, как отмечалось, циклическое воздействие нестационарных температурных напряжений может привести к появлению трещин в зонах конструктивных концентраторов напряжений (тепловых канавок уплотнений, придисковых галтелей и т. д.) и развитию скрытых дефектов в толще металла (пор, раковин, трещин, неметаллических включений).

Корпусные отливки турбин СКД представляют собой фасонное литье или поковки сложной конфигурации с переменной толщиной стенок и большим количеством мощных развитых фланцев. На блоках 300, 500 и 800 МВт масса таких литых конструкций со стенками толщиной от 130 до 250 мм из сталей 20ХМФЛ, 15Х1М1ФЛ достигает 50 т. Металл отливок обладает пониженной прочностью по сравнению с металлом проката или поковки того же химического состава и отличается более крупнокристаллическим строением. В отливках невозможно полностью избежать таких технологических дефектов, как земляные засоры, пористость, рыхлость, усадочные трещины и т. п. Литейные дефекты чаще встречаются в радиусных переходах или в прибыльных участках отливок.

Практика эксплуатации литых деталей (корпуса турбины, стопорные клапаны, арматура и др.) показывает, что трещины возникают из-за чрезмерных компенсационных напряжений, резких градиентов температуры и высоких термических напряжений. Трещины преимущественно образуются в зонах деталей, металл которых работает при температурах 450 °С и выше. В этих же зонах обнаруживается большая часть трещин глубиной до 70 % толщины стенки.

Практика показывает, что основная причина появления эксплуатационных трещин — микродефекты литья, послужившие очагами их развития. Используемые в настоящее время методы контроля отливок не обеспечивают полной гарантии отбраковки всех отливок со скрытыми дефектами опасных размеров: усадочных раковин с острыми краями, шлаковых включений и внутренних трещин. Эти дефекты могут развиваться при эксплуатации, особенно когда при рабочей температуре в отливке протекает процесс ползучести. Трещины небольшого размера могут быть выбраны шлифовальным кругом. Когда глубина выборки невелика и не выводит отливку за пределы минусового допуска, то она может быть оставлена в эксплуатации. Края выборки должны быть плавными во избежание местной концентрации напряжений. Если выборка, необходимая для полного устранения дефекта, выводит деталь за минусовый технологический допуск, то необходима ремонтная заварка, которая производится с предварительным подогревом.

Значительные деформации (коробления*) разъемов корпусов турбин СКД являются следствием появления в них пластических деформаций при работе. Эти деформации возникают вследствие снятия остаточных технологических напряжений в корпусе, достижения напряжениями в корпусе предела текучести и вследствие ползучести материала корпуса.

Основной причиной коробления корпусов турбин СКД является ползучесть под действием температурных напряжений, вызванных неравно-

* Короблением принято называть такое изменение формы корпуса, которое приводит к неплотному прилеганию верхней и нижней его половины при свободном наложении.

мерностью температурного поля вдоль оси на стационарном режиме работы турбины. В отдельных случаях коробления могут усиливаться вследствие возникновения местных термопластических деформаций при чрезмерно быстрых пусках или других нарушениях нормального режима эксплуатации.

Коробления на турбинах СКД существенно уменьшаются в результате следующих мероприятий:

разработки конструкций корпусов, обеспечивающих снижение максимальных температур и выравнивание температурных перепадов по длине корпуса на стационарных режимах (отделение паровпускных органов от корпуса, применение двухстенных корпусов с охлаждением внутреннего корпуса отработавшим паром, размещение диафрагм всех ступеней во внутреннем цилиндре и др.);

применения конструкций фланцев горизонтального разъема, обеспечивающих уменьшение их жесткости на изгиб в горизонтальной плоскости;

применения для корпусов сталей с повышенной релаксационной стойкостью.

Рабочим телом через проточную часть паровых турбин транспортируется капельная влага, а также значительное количество твердых частиц различного происхождения — продукты коррозии и эрозии пароводяного тракта блока, отложения сложного минералогического состава и т. д. Детали первых ступеней подвержены высокоскоростному воздействию твердых частиц, что вызывает абразивную эрозию. Такому виду износа наиболее подвержены рабочие и сопловые лопатки регулировочных ступеней ЦВД и первых двух-трех ступеней ЦНД. В свою очередь влажный пар вызывает каплеударную и щелевую эрозию подвижных и неподвижных деталей. Явления эрозионного износа сопровождаются коррозией материалов, вызываемой наличием химически активных агентов в паровой и жидкой фазах.

Каплеударная эрозия деталей происходит вследствие высокоскоростного воздействия капель жидкости на материал детали и наиболее интенсивно протекает в последних ступенях турбин, где периферийные окружные скорости велики. Иногда это приводит к снижению КПД последних ступеней. Эрозионный износ входных кромок наиболее интенсивно проходит в периферийных сечениях рабочих лопаток и уменьшается к корню, достигая 60 % высоты активной части лопатки. Максимальная ширина эрозии по наружной поверхности профиля составляет 10—15 мм. Наибольшему износу подвергаются лопатки, выходные кромки которых выступают из плоскости облопаченного колеса в осевом направлении [5.13].

Особую опасность представляет эрозионный износ выходных кромок рабочих лопаток последних ступеней, вызывающий появление в наиболее нагруженных сечениях концентраторов напряжений, приводящих в процессе эксплуатации к образованию трещин. Каплеударному износу подвержены также балансированные грузы, заклепки, хвостовики лопаток и другие детали, выступающие на дисках последних ступеней.

Щелевая эрозия наблюдается в случае протечек пара через разъемы диафрагм, обойм, корпусов, обойм уплотнений, в местах посадки диафрагм в корпусах и др. Щелевая эрозия приводит к снижению КПД турбины из-за непроизводительных расходов рабочего тела при перетечке пара через изношенные зазоры.

Эрозия выходных кромок рабочих лопаток последних ступеней вызывается крупнодисперсной влагой, основными источниками которой являются сбросы химически очищенной воды и конденсата в переходной

патрубок и верхнюю часть конденсатора, сбросы в конденсатор перегретой воды. Одной из причин эрозии выходных кромок лопаток является также заброс влаги из выхлопного патрубка с обратными потоками пара при пусковых режимах.

Для снижения эрозии рабочих лопаток необходим перевод сбросов воды и конденсата в нижнюю часть конденсатора, усовершенствование пароприемного устройства, автоматизация регулирования температуры пара после ПСБУ (БРОУ), после пароприемного устройства и перед концевыми уплотнениями, уменьшение количества подаваемого на охлаждение выхлопного патрубка конденсата. Эрозия рабочих лопаток происходит и в условиях нормальной эксплуатации. К ней, в частности, приводят эксплуатация конденсаторов с включенной системой пароохлаждителей, через которые подводится конденсат для снижения температуры выхлопных патрубков, работа в режимах с пропуском в конденсатор химически очищенной воды для восполнения потерь в цикле, а также работа при неорганизованных сбросах воды и пара в конденсатор.

Отсутствие постоянного эксплуатационного контроля за состоянием пароохлаждителей, их коллекторов, штуцеров, форсунок приводит к появлению дефектов, размыву сварных швов на коллекторах, размыву сопел, отрыву форсунок, их засорению и т. д. Конструкция пароохлаждителей часто приводит к попаданию струи воды в случае дефекта или отрыва форсунки непосредственно на выходные кромки лопаток.

Кроме потери экономичности турбины эрозия ведет к снижению надежности как отдельных элементов, так и турбины в целом. Известны случаи, когда, например, абразивный износ твердыми частицами достигал 10 мм в зоне выходных кромок и требовал замены лопаточного аппарата первых ступеней через 6000—10 000 ч эксплуатации [5.13].

Методы борьбы с эрозией условно разделяются на активные; приводящие к уменьшению влажности и размеров капель, пассивные, представляющие собой мероприятия, снижающие вредное воздействие влаги путем применения эрозионно-стойких материалов, а также активно-пассивные, представляющие собой комбинацию первых двух методов.

На протяжении многих лет развития конструкций паровых турбин мероприятия по противозерозионной защите сводились к установке преимущественно стеллитовых пластин на рабочих лопатках последних ступеней или применению покрытий типа Т15К6, хромированию и др.

В настоящее время разработаны и внедрены в эксплуатацию эффективные мероприятия по обеспечению противозерозионной защиты элементов проточных частей паровых турбин. Применены новые эрозионно-стойкие материалы и покрытия для рабочих лопаток влажно-паровых ступеней, подверженных эрозии, а также новые эрозионно-стойкие формы профилей рабочих лопаток с конструктивной противозерозионной защитой выходных и входных кромок.

Коррозия лопаток и дисков вызывается коррозионно-активными веществами, в первую очередь хлоридами (NaCl , $\text{NaCl} + \text{Na}_2\text{SO}_4$). Как правило, они попадают в цикл из охлаждающей воды через неплотности в конденсаторе. Часто в качестве коррозионно-активного вещества выступает гидроокись натрия. Весьма агрессивны неорганические кислоты (соляная и серная), которые попадают в цикл при нарушениях в работе конденсатоочистки, а также органические кислоты, особенно уксусная, образующаяся из органических веществ, проникающих с подпиточной водой. В тех случаях, когда на электростанциях применяется сульфитная обработка воды, возможно проникновение сульфитов и образование из них кислот [5.14].

Коррозия турбинных лопаток проявляется в виде общей коррозии под напряжением, коррозионной усталости и язвенной коррозии. Общая коррозия обычно не сказывается на надежности турбинных лопаток, однако остальные виды коррозии опасны. При воздействии коррозии под напряжением с течением времени уменьшается предел прочности сталей, т. е. снижаются предельные статические напряжения, способные вызвать появление трещин.

Коррозионная усталость представляет собой снижение напряжений, приводящее к разрушению при заданном числе циклов колебаний, которое происходит под воздействием коррозионно-активных веществ. Коррозионной усталости подвержены все лопаточные стали, в том числе и нержавеющие. Коррозионная усталость в чистом виде внешне может никак не проявляться, вызванный ею излом ничем не отличается от обычного усталостного излома, и ее можно обнаружить только с помощью металлографического анализа по наличию межкристаллитных и внутрикристаллитных микротрещин.

Язвенная коррозия проявляется в виде небольших язвин на поверхности металла, которые служат концентраторами напряжений. Эти концентраторы и приводят к снижению усталостной прочности лопаток. Обычно язвенная коррозия сочетается с коррозионной усталостью.

Борьба с коррозионными повреждениями лопаток ведется в нескольких направлениях. Главным из них является обеспечение высокой степени чистоты пара СКД. Существенное значение имеют и схемные решения. В частности, рекомендуется так организовывать слив конденсата греющего пара теплообменников, чтобы весь он проходил через конденсатоочистку. Важно также перекрыть все пути проникновения загрязнений в пароводяной тракт, особенно хлоридов и кислот. Кроме того, при проектировании ступеней уменьшают статические и динамические напряжения в лопатках таким образом, чтобы лопатки могли длительно работать в коррозионно-активной среде. Для этого прежде всего сводят к минимуму количество концентраторов напряжений, выбирают оптимальную конструкцию крепления лопаток к дискам и бандажам.

Радикальным способом предотвращения коррозионных повреждений лопаток является применение материалов с повышенной стойкостью к коррозии. К наиболее стойкой относится мартенситная сталь с 17 % хрома и 4 % никеля (при соответствующей термообработке). Однако кардинально решить проблему можно только при применении титановых сплавов.

Аммиачная коррозия конденсаторных трубок, изготовленных из латуней и других сплавов меди, может иметь различные формы: равномерную, язвенную, коррозионное растрескивание. Однако во всех случаях требуется наличие в водяной фазе, соприкасающейся с трубками, достаточно высоких концентраций аммиака и кислорода.

В зависимости от применения или отсутствия отжига конденсаторных трубок при их изготовлении, т. е. от того, сняты ли внутренние напряжения, трубки могут подвергаться коррозионному растрескиванию или обычной коррозии (утонение стенок, канавки, язвы).

В зависимости от конструктивных особенностей конденсатора, а также мест и размеров присоса в него воздуха в отдельных его зонах возможно получение коррозионно-опасных концентраций аммиака и кислорода. Что касается конструктивных материалов, следует отметить более высокую, чем у латуней, устойчивость против аммиачной коррозии сплава МНЖ-5-1 и особенно медно-никелевых сплавов (мельниор и др.). Очень важны поддержание плотности конденсатора и всей вакуумной системы, расположение мест ввода и способы распределения в конденсаторе добавочной (обычно

обессоленной) воды и т. п., так как это определяет концентрацию в паровой (следовательно, и в жидкой) фазе кислорода, без которого аммиачная коррозия латуни невозможна. Разумеется, полное отсутствие аммиака в свежем паре исключает возможность аммиачной коррозии конденсаторных трубок (со стороны пара). Однако даже при нейтрально-кислородном водном режиме дозирование небольших количеств аммиака в ряде случаев признано целесообразным. Поэтому переход на этот режим не снимает вопроса о влиянии конструкции конденсатора и аммиакоустойчивости материала трубок. При одинаковой концентрации аммиака его коррозионное действие на латунь ослабляется наличием уголекислоты (в связанном виде), вызывающей понижение значения pH аммиачной среды.

Дефекты и отказы в работе металла энергетической арматуры

От качества изготовления, монтажа, ремонта и эксплуатации арматуры в значительной степени зависят надежность и экономичность работы блоков. Недооценка этого часто приводит к тому, что многие автоматические регуляторы поддержания параметров пара и воды работают неэффективно и не обеспечивают требуемого качества параметров. Важной экономической характеристикой арматуры является плотность в затворе. Причину того, что на многих блоках СКД потери пара и конденсата превышают расчетные значения, следует искать в первую очередь в работе арматуры. Опыт эксплуатации блоков 300 МВт на ряде электростанций указывает на необходимость повышения надежности работы арматуры.

В [5.15] приведены технические решения, направленные на повышение надежности арматуры, а также указаны отказы котлов из-за повреждений арматуры на блоках 300 МВт, которые оцениваются 5—8 %.

К наиболее распространенным дефектам, приводящим к отказам, относятся дефекты литых корпусов затворов и их уплотнительных поверхностей, парения сальниковых уплотнений. Причины отказов, как правило, разбиваются на три группы:

технологические, обусловленные недостаточным техническим уровнем изготовления деталей и сборки (например, брак при литье);

конструктивные, вызванные органическими недостатками конструкций;

эксплуатационные, связанные с нарушением режима эксплуатации.

Основными причинами выхода из строя уплотнительных поверхностей затворов являются эрозийный износ, коррозионное разрушение, «задираемость» с нарушением герметичности, растрескивание и скалывание уплотнительных поверхностей.

Эрозия деталей развивается, как правило, в результате воздействия потока рабочей среды. Наиболее часто износ возникает в дроссельно-регулирующей арматуре при срабатывании больших перепадов давления. Так, в шиберных клапанах (рис. 5.7, а)

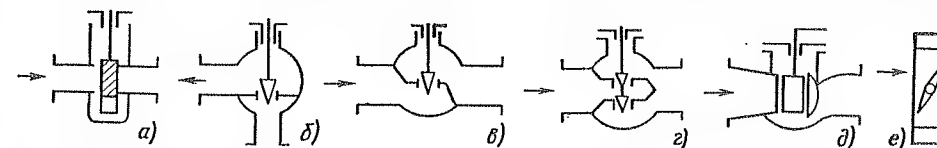


Рис. 5.7. Конструктивные схемы регулирующих клапанов:

а — шиберный; б, в — игольчатый соответственно угловой и проходной; г — двухседельный; д — поворотнo-золотниковый; е — дисковый

Таблица 5.6. Виды и последствия повреждений арматуры

Тип арматуры	Характер повреждения	Последствия повреждения
Запорная	Износ седла	Нарушение плотности
Регулирующая	Износ уплотнительной поверхности золотника (щелевая эрозия) Кавитационная эрозия, абразивный износ	Изменение конструктивной, расходной характеристики, нарушение плотности Выход из строя из-за разрушения регулирующего органа
Запорно-регулирующая	Износ уплотнительной поверхности золотника (щелевая эрозия) Механический износ направляющей золотника Кавитационная эрозия	Нарушение плотности, изменение конструктивной, расходной характеристик Увеличение вибрации, изменение шумовой характеристики Повреждение корпуса, изменение расходной характеристики
Все виды арматуры	Старение и износ уплотнений	Нарушение плотности, появление протечек

наблюдается износ седла и шиберов, в клапанах иглочатого типа (рис. 5.7, б, в) — износ седла и плунжера, в клапанах поворотного типа (рис. 5.7, д) — золотников. Эрозии подвергаются также затворы, корпуса и выходные патрубки клапанов.

Износ проточной части арматуры может происходить под действием различных факторов (коррозии, кавитации, ударного воздействия струй и капелек жидкости и т. д.). Наиболее часто износ вызывается кавитацией*.

Кавитация при ее возникновении в арматуре приводит к ряду последствий, основными из которых являются [5.6] эрозия конструктивных элементов, значительный шум, пульсация давления в потоке, нестабильность процесса дросселирования, вибрация конструктивных элементов, если возбуждения соответствуют диапазону их собственных частот или кратны им, пульсация давления в уплотнительных кольцах и, как следствие этого, появление протечек через сальниковые уплотнения.

Износ деталей арматуры приводит к снижению ее работоспособности, изменению рабочих характеристик и т. д.

В табл. 5.6 приводятся некоторые характерные повреждения арматуры и последствия, возникающие в результате износа ее деталей. В основном износ проточной части арматуры происходит из-за щелевой и кавитационной эрозии.

Эрозию в арматуре обычно классифицируют по трем признакам: роду рабочей среды, способу ее воздействия и месту повреждения (возможны и другие признаки классификации эрозии).

Износ в арматуре может быть вызван воздействием потока пара, воды, а также рабочей среды, содержащей твердые включения (гидроабразивный износ).

По способу воздействия рабочей среды эрозию можно подразделить на каплеударную (от воздействия влажного пара), кавитационную, щелевую, струеударную, вибрационную.

Классификация эрозии по месту повреждения определяется названием детали, в зоне которой наблюдается эрозия. Запорно-регулирующие элементы арматуры (седло,

* Под кавитацией понимается образование в жидкости полостей (каверн), заполненных паром, газом либо парогазовой смесью при снижении давления в жидкости ниже некоторого критического давления с последующим схлопыванием (закрытием) этих полостей.

плунжер, золотник) чаще всего подвергаются щелевой эрозии. Кавитационная эрозия возникает в зоне регулирующих органов клапанов шиберного типа, а также на трубопроводе за клапаном.

В настоящее время получили распространение три основных направления конструктивных решений, способствующих эффективному снижению кавитационной эрозии: многоканальное дросселирование, многоступенчатое и центробежное дросселирование потока.

Для дросселирования нашло широкое распространение использование дроссельных решеток. Например, более благоприятную для обтекания форму имеют клапаны шиберного типа, в которых регулируемое проходное сечение выполнено многоканальным.

При такой конструкции равновеликое регулируемое сечение имеет больший периметр, приближающийся к периметру сечения потока перед входом его в регулируемое отверстие клапана. Это уменьшает глубину мертвых зон в проточной части клапанов как при входе в регулируемое отверстие, так и при выходе из него и, кроме того, увеличивает относительную длину потока отдельных его струек в регулирующем сечении при той же толщине шиберов. По этим же причинам в эксплуатации не допускаются перепады давления на регулирующих клапанах выше 4—5 МПа (40—50 кгс/см²).

Коррозионная стойкость материалов, применяемых для уплотнительных поверхностей арматуры, достаточно высока. Однако в эксплуатации иногда отмечается низкая коррозионная стойкость штоков (шпинделей). Их износ обычно определяется электрохимической коррозией в месте контакта штока с сальниковой набивкой. В качестве одного из методов электрической изоляции предложено термическое оксидирование, позволяющее получить на поверхности штока прочную диэлектрическую оксидную пленку [5.6].

Уплотнительные поверхности затворов арматуры часто после пуска в эксплуатацию растрескиваются и скалываются. Это явление в основном наблюдается при наплавке уплотнительных поверхностей специальными сплавами. Эксплуатационная стойкость наплавленных уплотнительных поверхностей затворов арматуры зависит не только от свойств применяемых сплавов и от способа их нанесения на детали затворов, но и от резких тепловых ударов, имеющих место в эксплуатации.

Нарушение плотности затвора из-за образования на уплотнительных поверхностях задиров, эрозийного и коррозионного износа объясняется недостаточно высокими свойствами самих сплавов. Наличие пор, шлаковых включений, растрескивание, скалывание и другие сварочные дефекты, вызывающие очаги разрушения металла, объясняются недостатками методов наплавки, хотя свойства сплавов, в частности их технологическая прочность, играют при этом немаловажную роль. Например, плохо сопротивляются эрозийному разрушению серый чугун и углеродистая сталь. Высокой эрозийной стойкостью отличаются стали 12Х18Н12Т, Н36Х18 и сплавы ЦН-2, ЦН-6 и ЦН-12, применяющиеся для наплавки уплотнительных поверхностей арматуры [5.6].

Анализ преждевременных разрушений металла корпусов арматуры показывает, что большинство из них вызвано технологическими дефектами, которые, являясь концентраторами, препятствуют использованию резерва пластичности металла. Кроме того, причиной разрушения может явиться низкий уровень сопротивления усталости материала.

Повышение качества сальниковых уплотнений энергетической арматуры достигается прографичиванием сухого асбестового шнура и засыпкой между кольцами из него прослойку графита. Однако эти мероприятия оказывают незначительное положительное влияние на качество работы сальника. Качество изготовления колец из шнура, их прографичивание, укладка набивки в сальниковую камеру, ее уплотнение и затяжка сальника целиком зависят от внимательности и квалификации персонала, производящего указанные операции.

Ленинградский завод асбестотехнических изделий выпускает прессованные асбографитовые кольца с размерами, соответствующими размерам сальников энергетической

Таблица 5.7. Нормативное время работы элементов оборудования и трубопроводов

Наименование элементов	Марка стали	Температура при эксплуатации, °С	Нормативная длительность работы, тыс. ч
Необогреваемые прямые участки трубопроводов в пределах котлов и турбин и прямые участки стационарных трубопроводов	12Х1МФ	450—545	200
		546—570	150
	15Х1М1Ф	450—545	200
		546—570	150
	12МХ	450—530	250
	15ХМ	450—550	250
Гибы трубопроводов в пределах котлов, турбин и стационарных трубопроводов, коллекторы котлов	12Х1МФ	450—545	150
		546—570	100
	15Х1М1Ф	450—545	150
		546—570	100
	12МХ	450—530	200
	15ХМ	450—550	200

арматуры. Асбографитовые кольца*, получившие марку АГ-50, обладают рядом существенных преимуществ: высокой стабильностью механических и термических свойств, низкой коррозионной активностью, простотой и малыми затратами на монтаж и др.

Однако в некоторых случаях высокие уплотняющие свойства прессованных асбографитовых колец в эксплуатации используются неполно. Это происходит из-за механического повреждения поверхностного слоя колец, сопряженного со штоком в результате монтажа, а также в результате износа и удаления его из камеры из-за низкого качества чистоты штока. Повреждение набивки при монтаже ее в камеру вызывается в основном тем, что гладкая цилиндрическая и резьбовая части шпинделей имеют один диаметр и кольцо повреждается от задирання его о резьбу. В ряде случаев на снижение уплотняющих свойств сальников влияет биеение штоков, что при относительно незначительной упругости материала набивки ведет к уменьшению контактного давления между ней и штоком, а следовательно, к увеличению утечки через сальник.

На уплотняющую способность сальника влияют радиальные зазоры между опорным кольцом и нажимной втулкой, с одной стороны, и сальниковой камерой и штоком — с другой. Поэтому для снижения утечки через сальники указанные зазоры должны быть минимальными.

5.6. ПРОДЛЕНИЕ СРОКА ЭКСПЛУАТАЦИИ МЕТАЛЛА ОБОРУДОВАНИЯ, ОТРАБОТАВШЕГО РАСЧЕТНЫЙ СРОК СЛУЖБЫ

Расчетный срок службы современных котлов, турбин и трубопроводов, выпускаемых в Советском Союзе, составляет 100 000 ч. С января 1985 года паропроводы изготавливаются на расчетный срок службы 200 000 ч. Расчет на прочность их элементов проводится по допускаемым напряжениям, устанавливаемым путем экстраполяции на расчетный срок службы результатов испытаний металла на длительную прочность, — чем больше расчетный срок службы металла при температурах, при которых протекает ползучесть, тем меньше должно быть допускаемое напряжение. Для выяснения фактического состояния металла и установления сроков его дальнейшей эксплуатации (после 100 тыс. ч) обследуют элементы оборудования, работающие при температурах 450 °С и выше [5.18, 5.19].

* На ряде электростанций с блоками 300 МВт применяют набивку, выполненную из колец фторопласта-4 [5.15].

Регламентируемый контроль за металлом котлов, турбин и трубопроводов в эксплуатации для элементов оборудования, достигших наработок, указанных в табл. 5.7, необходимо проводить в объеме, предусмотренном [5.10]. Элементы оборудования допускаются к дальнейшей эксплуатации, если состояние основного металла и сварных швов удовлетворяет требованиям [5.3, 5.7, 5.10, 5.18]. При неудовлетворительных результатах контроля допускается ремонтное восстановление характеристик дефектных элементов до предусмотренных.

Исследования, проведенные ЦКТИ, МО ЦКТИ, ЦНИИТмаш, ВТИ и ПО «Союзтехэнерго», показали, что долговечность элементов котлов, турбин и трубопроводов, работающих в условиях ползучести, во многих случаях [5.18] значительно превышает 100 тыс. ч.

Глава шестая

ВОДНО-ХИМИЧЕСКИЕ РЕЖИМЫ БЛОКОВ

6.1. ОРГАНИЗАЦИЯ ВОДНО-ХИМИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ БЛОКА

С ростом параметров пара и единичной мощности блоков усилилось воздействие водно-химических режимов на надежность и экономичность работы электростанции. Увеличение единичной мощности котлов привело к росту удельных тепловых нагрузок поверхностей нагрева. В этих условиях даже незначительные отложения на внутренних поверхностях труб вызывают перегрев и разрушение металла. Повышение параметров пара (давления и температуры) увеличило его растворяющую способность в отношении примесей, содержащихся в питательной воде. В результате этого возросла интенсивность заноса проточной части турбин, что привело к снижению экономичности блоков и в некоторых случаях к ограничению их мощности.

Особенно осложнилась задача обеспечения надежного температурного режима металла труб поверхностей нагрева газомазутных котлов. В эксплуатации отмечались случаи повреждения экранных труб НРЧ, связанные с ухудшением теплообмена из-за накопления на внутренней поверхности труб низкотемпературных отложений продуктов коррозии конструкционных материалов. В период освоения первых блоков СКД мощностью 300 МВт установлено, что традиционные методы ведения водно-химических режимов должны быть пересмотрены в сторону значительного ужесточения требований к поддержанию качества питательной воды, пара, конденсата, обессоленной воды. В частности, необходимы обеспечение 100 %-ной очистки конденсата турбин от возможных загрязнений, проведение отмывки поверхностей нагрева и питательного тракта от отложений солей и продуктов коррозии в период пуска блока из холодного состояния, проведение эксплуатационных химических очисток поверхностей нагрева котлов, обеспечение защиты от коррозии пароводяного тракта блока во время его простоя и т. д.

Устранение недостатков водно-химических режимов необходимо не только при нарушениях, создающих аварийную ситуацию, но и при кажущихся незначительных отклонениях от норм. Так, например, из опыта эксплуатации следует, что:

опасные отложения солей жесткости могут образовываться в экранных трубах котлов СКД при жесткости питательной воды 0,5—1,0 мкг-экв/кг в течение первых суток работы на такой воде;

безопасные для большинства пылеугольных котлов отложения оксидов железа на внутренней поверхности экранных труб в количестве 100—200 г/м² способны вызвать

пережоги наиболее теплонпряженных участков труб в котлах, работающих на жидком топливе;

отложения солей и продуктов коррозии на лопатках ЦВД турбин блоков 300 МВт в количестве 1 кг вызывают увеличение давления в регулирующей ступени турбины на 0,5—1 МПа (5—10 кгс/см²) и приводят к снижению мощности турбины на 5—10 МВт [1,2, 5.1];

отложения продуктов коррозии на внутренней и наружной поверхностях труб ПВД в количестве 300—500 г/м² снижают температуру подогрева питательной воды на 2—3 °С и ухудшают экономичность блока;

отложения в пароводяном тракте блоков увеличивают его гидравлическое сопротивление и потери энергии на прокачивание воды и пара. Рост сопротивления тракта блока 300 МВт на 1 МПа (10 кгс/см²) приводит к перерасходу 3 млн. кВт·ч электроэнергии в год.

Водно-химические режимы блоков СКД, обеспечивающие требуемые ПТЭ показатели качества воды и пара, организуются выполнением ряда мероприятий, к числу которых относятся:

ввод в конденсат и питательную воду химических реагентов для обеспечения минимального отложения солей и продуктов коррозии в пароводяном тракте. В настоящее время в основном применяются два режима: гидразинно-аммиачный (ГАВР) и нейтрально-кислородный (НКВР) водно-химический режимы;

очистка пароводяного тракта блоков от внутренних отложений после определенного времени работы оборудования;

борьба с присосами воды и воздуха в пароводяной тракт, организация системы отсосов неконденсирующихся газов, выпара из деаэраторов и т. п.;

постоянный контроль за содержанием солей и других примесей в конденсате, питательной воде и паре.

От того, как в эксплуатации выполняются эти мероприятия, во многом зависят надежность и экономичность блока.

Для успешной эксплуатации оборудования необходимо, начиная с момента монтажа, обеспечить строгое соблюдение всех операций, обеспечивающих требуемую чистоту внутренних поверхностей нагрева и трубопроводов, а также проводить наладку и проверку в работе химического контроля за водно-химическим режимом. Монтаж и наладка оборудования химводоочистки, конденсатоочистки, баков запаса конденсата должны вестись с опережением монтажа блока.

Выполнение требований по водно-химическому режиму блоков обеспечивается также соответствующими конструктивными и проектными решениями. К их числу относятся:

установка для подготовки добавочной воды — водоподготовительная установка (ВПУ);

баки, насосы и коммуникации для накопления необходимого запаса добавочной воды и подачи ее в контур блока;

установка для очистки всего турбинного конденсата — блочная конденсатоочистка;

установка для ввода химреагентов в питательную воду;

установка для химических очисток (предпусковых и эксплуатационных) внутренних поверхностей блока;

установка для консервации оборудования;

контрольно-измерительные устройства, включая пробоотборники.

Показатели водно-химического режима в соответствии с ПТЭ должны удовлетворять [1.15] следующим нормам.

Питательная вода блоков СКД:

соединения натрия (в пересчете на Na) — не более 10 мкг/кг;

кремниевая кислота (в пересчете на SiO₃²⁻) — не более 20 мкг/кг;

общая жесткость — не более 0,2 мкг-экв/кг;

соединения железа (в пересчете на Fe) — не более 10 мкг/кг;

соединения меди (в пересчете на Cu) — не более 5 мкг/кг;

растворенный кислород после деаэратора — не более 10 мкг/кг;

показатель pH=9,0±0,2;

аммиак и его соединения (в пересчете на NH₃) — не более 500 мкг/кг;

избыток гидразина (в пересчете на N₂H₄) — от 30 до 100 мкг/кг;

масла и тяжелые нефтепродукты — следы.

Конденсат турбин:

жесткость (до конденсатоочистки) — не более 1,0 мкг-экв/кг; допускается кратковременное (не более 4 сут) повышение жесткости исходного конденсата до 5 мкг-экв/кг с соблюдением норм качества питательной воды;

кислород после конденсатных насосов — не более 20 мкг/кг;

свободная углекислота — должна отсутствовать.

В качестве примера в табл. 6.1 приведены данные по качеству питательной воды и пара за котлом и турбинного конденсата по ряду электростанций с блоками 300 МВт, работающих на разных видах топлива и при различных водно-химических режимах.

При пуске блока и в течение первых 3—4 сут его работы в паре, подаваемом в турбину, и в питательной воде допускается превышение не более чем на 50 % указанных норм содержания соединений натрия, кремниевой кислоты, соединений железа, меди, а также общей жесткости. При этом в первые сутки содержание соединений железа (в пере-

Таблица 6.1. Показатели качества воды, пара и конденсата блоков 300 МВт при различных водно-химических режимах (по данным ПО Союзтехэнерго)

Электро- станция (вид топлива)	Водно-химический режим	Питательная вода										Пар за котлом		Турбинный конденсат				
		Ж, мкг-экв/кг	Fe, мкг/кг	SiO ₂ , мкг/кг	O ₂ , мкг/кг	Na, мкг/кг	Cu, мкг/кг	NH ₃ , мкг/кг	N ₂ H ₄ , мкг/кг	pH	%, мкг/см	SiO ₂ , мкг/кг	Na, мкг/кг	Fe, мкг/кг	SiO ₂ , мкг/кг	Na, мкг/кг	Cu, мкг/кг	O ₂ , мкг/кг
Лукомль- ская ГРЭС (мазут+газ)	ГАВР	0,2	6	8	10	2	1,9	300	42	9,1	0,19	10	2,4	7	7	2	1	12
	НКВР	0,2	4	7	128	<1	1,5	—	—	8,3	0,18	8	1,0	5	6	1	1	—
Рефтинская ГРЭС (уголь)	ГАВР	0,2	8,5	8,5	6	<1	1,5	535	80	9,15	0,12	7,5	1	9	9,5	1,4	1,3	23,0
	НВВР	0,2	10	10	5	3	3	490	72	9,1	0,15	9,5	2,5	7,0	10	3,5	2,0	12
Литовская ГРЭС (мазут+газ)	НВВР	0,2	11	11	7	3	4	—	87	8,5	0,16	11	3,0	8	10	3,0	2,5	32
	НКВР	0,2	10	14	354	3	3	—	—	8,3	0,13	9	2,5	6,5	8,0	3,0	2,0	—
Карманов- ская ГРЭС (мазут+газ)	НКВР	0,2	6	8	185	<1	2	—	—	7,1	0,11	7	<1	5	5	<1	<1	—
	НВВР	0,2	9	10	8	2,5	3,5	—	56	7,8	0,17	—	1,5	7,5	—	—	—	57

Примечание. ГАВР — гидразинно-аммиачный водно-химический режим; НКВР — нейтрально-кислородный водно-химический режим (встречается название как окислительный режим); НВВР — нейтрально-восстановительный водно-химический режим.

Таблица 6.2. Нарушения водно-химического режима блоков СКД и способы их устранения

Нарушение	Причина	Способ устранения
Увеличение электрической проводимости и жесткости конденсата перед механическими фильтрами конденсатоочистки	Появление неплотностей в конденсаторе главной или вспомогательной турбин	Увеличить до максимума производительность конденсатоочистки, подготовиться к регенерации механических и ионитных фильтров, устранить неплотность конденсатора
Резкое увеличение жесткости конденсата перед конденсатоочисткой	То же	То же, при жесткости выше 1,5 мкг-экв/кг остановить блок*
Ухудшение качества воды перед конденсатоочисткой по электрической проводимости, содержанию натрия, железа и кремниевой кислоты без значительного увеличения жесткости	Загрязнение конденсата потоками воды из ВПУ, БЗК, дренажных баков, бойлеров, ПВД, ПНД и других теплообменников	Обеспечить максимальную производительность конденсатоочистки, выявить и отключить загрязненный поток
Ухудшение качества воды за конденсатоочисткой, КЭН-Ист. по электрической проводимости, содержанию натрия, кремниевой кислоты и жесткости	Попадание реагента через неплотности арматуры при регенерации фильтров	Подтянуть входные и выходные задвижки регенерируемого фильтра КО, снизить давления в регенерируемом фильтре
	Срабатывание одного из фильтров	Проверить качество воды за каждым фильтром, отключить на регенерацию истощенный фильтр
Повышение содержания кислорода за конденсатным или сливными насосами ПНД	Разуплотнение конденсатного тракта	Устранить присосы воздуха в конденсат
	Разладка деаэрации в конденсатосборниках турбины	Наладить работу деаэрационных устройств конденсатосборника, увеличить дозировку гидразина и уменьшить ввод аммиака
Повышенное содержание кислорода в воде за деаэраторами	Нарушение режима работы деаэраторов	Наладить режим деаэрации в деаэраторах
	Разуплотнение конденсатного тракта	Устранить присосы воздуха в конденсат

* По опыту эксплуатации котла ПК-41, работающего на мазуте, перегрев труб НРЧ может наступить при жесткости питательной воды 1,5 мкг-экв/кг после 10 ч работы и при жесткости 5 мкг-экв/кг через 3 ч работы [1.2, 5.1].

счете на Fe) и кремниевой кислоты (в пересчете на SiO_2^{2-}) допускается до 100 мкг/кг по каждой из этих примесей.

При эксплуатации блоков необходимо:

следить за работой обессоливающих фильтров конденсатоочистки, за отсутствием загрязнения конденсата во время регенерации фильтров;

осуществлять контроль за содержанием кислорода в конденсате турбин и ПНД;

контролировать режим дозирования аммиака и гидразина или кислорода в конденсатный и питательный тракты блока, следить за достаточным выпаром из деаэраторов, периодически проверять соответствие расхода выпара установленным нормам;

следить за качеством воды из дренажных баков, калориферов, бойлеров и другого вспомогательного оборудования блока и своевременно переводить их в конденсатор турбины для очистки;

обеспечивать 100%-ную очистку конденсата, поступающего в тракт блока;

обеспечивать удаление неконденсирующихся газов из теплообменников.

Состояние водно-химического режима блоков СКД определяется не только по данным химического контроля, но и по теплотехническим показателям:

давлению в регулирующей ступени и проточной части турбины, а также изменению внутреннего относительного КПД цилиндра высокого и среднего давлений;

температурным напорам ПВД и ПНД;

температуре металла поверхностей нагрева котла (этот показатель особенно важен для газомазутных котлов с высокими теплонапряжениями поверхностей нагрева);

изменению гидравлических сопротивлений по отдельным участкам тракта.

При нарушениях водно-химического режима блоков принимаются меры по восстановлению режима согласно табл. 6.2.

Одной из причин повышенного содержания железа в питательной воде может быть коррозия конденсатного тракта в результате постоянных присосов воздуха в конденсаторы и конденсатный тракт. Повышенное содержание натрия в питательной воде в ряде случаев связано с неудовлетворительной работой конденсатоочистки.

6.2. ЭКСПЛУАТАЦИЯ БЛОКОВ НА ГИДРАЗИННО-АММИАЧНОМ ВОДНО-ХИМИЧЕСКОМ РЕЖИМЕ

При внедрении блоков СКД рекомендован [1.15] гидразинно-аммиачный водно-химический режим (ГАВР). При разработке норм для режима ГАВР учитывались свойства конструкционных материалов, принятых для изготовления оборудования (перлитных нелегированных и легированных сталей и медьсодержащих сплавов). Наличие латунных ПНД (из Л-68) в тракте блоков заставило ограничивать количество аммиака в конденсатно-питательном тракте ($\text{pH} = 9,1 \pm 0,1$ при $t = 25^\circ\text{C}$).

Обработка гидразином заключается в непрерывном дозировании в конденсатный тракт такого количества реагента, которое обеспечивает практически полное обескислороживание воды и создает избыток гидразина в ней перед экономайзером в количестве 30—100 мкг/кг [5.1].

На большинстве блоков гидразин дозируется во всасывающую линию бустерных насосов, что обеспечивает защиту оборудования питательного тракта от кислородной коррозии. Следует также вводить гидразин во

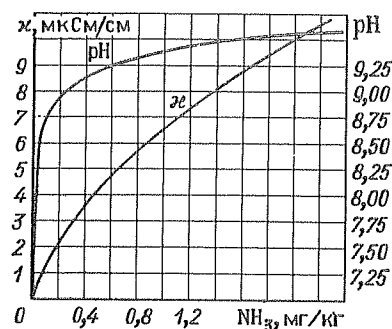


Рис. 6.1. Соотношение аммиака (NH_3), удельной электрической проводимости (κ) и pH в питательной воде при 25°C

духа в тепловой схеме. В этом случае концентрация аммиака (NH_3), удельная электрическая проводимость κ и pH питательной воды связаны зависимостями, приведенными на рис. 6.1, из которого видно, что для поддержания требуемого ПТЭ значения pH необходимо создавать в питательной воде концентрацию аммиака в пределах 170—500 мкг/кг. Проверка правильности режима аминирования и значения pH в основном тракте блоков выполняется путем одновременного определения электрической проводимости, pH и концентрации аммиака в конденсате после конденсатных насосов II ступени, перед деаэраторами и в питательной воде и сопоставления их с данными на рис. 6.1.

Раствор аммиака вводится в питательную воду после деаэраторов (во всасывающую линию бустерных насосов), что обеспечивает защиту от коррозии оборудования питательного тракта. При этом значение показателя pH конденсата после конденсатоочистки и в конденсатном тракте остается на низком уровне (7,0—8,5), а при наличии свободной углекислоты может снизиться менее 7,0, что создает условия для коррозии металла в конденсатном тракте блока и часто является причиной загрязнения питательной воды окислами железа и меди. Целесообразно повышать значение pH конденсата путем ввода части аммиака после конденсатоочистки. Однако необходимо иметь в виду, что, поскольку в присутствии большого количества кислорода наличие аммиака в конденсате может ускорить коррозию медьсодержащих сплавов, целесообразность использования второй точки ввода аммиака должна определяться на каждом блоке опытным путем (по концентрации меди в конденсате перед деаэраторами).

Критерием правильности выбора точек ввода реагентов являются наименьшие концентрации меди в основном конденсате после ПНД и железа в питательной воде перед котлом.

При организации обработки конденсата и питательной воды гидразином и аммиаком необходимо следить за тем, чтобы применяемые реагенты не содержали значительного количества посторонних примесей, которые могли бы увеличивать солесодержание обрабатываемой воды. Для гидразинной и аммиачной обработки воды следует применять гидразингидрат технический по ГОСТ 19503-74 и аммиак водный технический по ГОСТ 9-77 марки Б, сорт I.

При работе на режиме ГАВР необходимо обеспечить: воздушную плотность конденсатного тракта, позволяющую поддерживать содержание кислорода за конденсатными насосами II ступени не выше 20 мкг/кг O_2 ;

всасывающую линию конденсатных насосов, что снижает коррозию и в конденсатном тракте. В питательной воде должен поддерживаться избыток гидразина 20—50 мкг/кг. Наличие двух точек ввода гидразина делает систему противокоррозионных мероприятий более гибкой.

Необходимая концентрация аммиака в питательной воде поддерживается из условия повышения pH до $9,1 \pm 0,1$. Требуемое для этого количество аммиака зависит от содержания углекислоты в пароводяном тракте. Практически полное отсутствие углекислоты наблюдается при достаточно низких присосах воз-

Таблица 6.3. Основные параметры водно-химических режимов

Режим	Ввод корректирующей присадки*, мкг/л		pH		Число точек ввода реагента	Допустимость наличия медьсодержащих сплавов в тракте	Материал ПНД	Материал ПВД
	N_2H_4	NH_3	перед ПНД	в питательной воде				
ГАВР (дозирование NH_3 и N_2H_4 на всас бустерного электронасоса (БЭН))	— 20—60	— До 500	$6,8 \pm 1,0$	$9,1 \pm 0,1$	1	Допускается	Возможно применение медьсодержащих сплавов, а также сталей 1X18H10T, AC-9, 0X14MФCе, 00X18H2B	Сталь 20
ГАВР (дозирование N_2H_4 перед ПНД и NH_3 на всас БЭН)	100—150 20—60	— До 500	$7,5 \pm 0,2$	$9,1 \pm 0,1$	2	—	—	—
ГАВР (дозирование $\text{N}_2\text{H}_4 + \text{NH}_3$ перед ПНД и NH_3 на всас БЭН)	100—150 20—60	До 200 До 500	$8,2 \pm 0,2$	$9,1 \pm 0,1$	2	—	—	—
НВВР (дозирование N_2H_4 перед ПНД)	150—200 60—100	— —	$7,7 \pm 0,2$	$7,7 \pm 0,2$	1	—	—	—
НКВР (дозирование O_2 или H_2O_2 перед ПНД или на всас БЭН)	— —	— —	$6,8 \pm 0,2$	$6,8 \pm 0,2$	1	Исключается	Сталь 1X18H10T	Сталь 20. Иногда требуется замена хромистыми сталями
НКВР (дозирование O_2 или $\text{H}_2\text{O}_2 + \text{NH}_3$)	— —	— 50—100	$7,2 \pm 0,2$	$7,2 \pm 0,2$	2	—	—	AC-9, 0X14MФCе, 00X18H2B
ОВВР (дозирование N_2H_4 перед ПНД и в греющий пар ПНД + O_2 на всас БЭН)	80—120 —	— —	—	—	2	Допускается	Медьсодержащие сплавы	—

* В числителе — перед ПНД, в знаменателе — перед котлом.

Таблица 6.4. Показатели эффективности водно-химических режимов блоков СКД

Режим	Интенсивность роста внутренних отложений в НРЧ за 1000 ч, г/м ²	Интенсивность роста температуры стенки НРЧ газо- мазутного котла за 1000 ч, °С	Длительность межпромывочного периода НРЧ, 10 ³ ч	Количество отло- жений, г, приведен- ное к 10 ³ ч (ЦВД/вся проточ- ная часть)	Интенсивность заноса проточной части турбины за 10 ³ ч, %	Фильтроцикл, тыс. т конденсата	Электрическая проводимость питательной воды мкСм/см
ГАВР (дозирование NH ₃ и N ₂ H ₄ на всас БЭН)	20—30 15—20	5—7	7—10 15—20	≤100 1500	3—7	60—70	≤0,3
ГАВР (дозирование N ₂ H ₄ перед ПНД и NH ₃ на всас БЭН)	20—30 15—20	5—7	7—10 15—20	≤100 1200	2—3	60—70	≤0,3
ГАВР (дозирование N ₂ H ₄ +NH ₃ перед ПНД и NH ₃ на всас БЭН)	20—30 15—20	5—7	7—10 15—20	100 1500	5—7	60—70	≤0,3
НВВР (дозирование N ₂ H ₄ перед ПНД)	15 10	1,5—2,0	15 24	100 1000	1—2	150—200	≤0,3
НКВР (дозирование O ₂ или воздуха перед ПНД или на всас БЭН)	10—15 —	1	25—30	200 3000	5—7	200—300	≤0,2
НКВР (дозирование O ₂ или H ₂ O ₂ + NH ₃)	10—15 —	1	25—30	≤100 ≤1000	—	150—200	≤0,2

Примечание. Во второй и четвертой графах в числителе данные по газомазутным котлам, в знаменателе по пылеугольным.

высокое качество обессоленного конденсата, не допуская повышения удельной электрической проводимости Н-катионированной пробы выше 0,30 мкС/см;

значение рН конденсата за конденсатными насосами II ступени после ввода гидразина не ниже $7,7 \pm 0,2$;

контроль за содержанием меди в пробах конденсата за последними ПНД;

непрерывный контроль за избыточной концентрацией гидразина в пробах питательной воды на входе в котел.

Коррекционную обработку обессоленного конденсата гидразином начинают при замыкании растопочного контура блока на конденсатоочистку, обеспечивая в этом случае концентрацию гидразина за ПНД на уровне 200—300 мкг/кг N₂H₄. После выхода блока на номинальные параметры указанную концентрацию гидразина за ПНД поддерживают в течение 8 ч. Затем содержание гидразина в основном конденсате устанавливают на уровне 50—80 мкг/кг.

Практика эксплуатации блоков СКД показывает, что при режиме ГАВР не создаются оптимальные условия, способствующие формированию стабильных защитных пленок на внутренних поверхностях водоконденсатного тракта в области повышенных температур (выше 150 °С).

К тому же снижение стабильности медьсодержащих сплавов в присутствии аммиака кислорода вызывает повышенный уровень загрязнения теплоносителя соединениями меди. Это интенсифицирует образование внутренних отложений в котле, где соединения меди являются катализатором пароводяной коррозии. Увеличивается также занос проточной части ЦВД турбин медистыми отложениями, что вынуждает проводить частые эксплуатационные химические очистки оборудования блоков СКД, усиливает коррозионные процессы конструкционных материалов и загрязняет окружающую среду сбросными промывочными водами.

С учетом изложенного проводились поиски и освоение новых водно-химических режимов (табл. 6.3):

нейтрально-кислородного водно-химического режима (НКВР) с дозированием в теплоноситель окислителя (кислорода, воздуха, перекиси водорода);

нейтрально-восстановительного водно-химического режима (НВВР), основанного на применении для коррекции только гидразина;

окислительно-восстановительного водно-химического режима (ОВВР), предусматривающего дозирование гидразина в конденсат перед латунными ПНД и кислорода в питательную воду за деаэраторами;

комплексно-аммиачно-гидразинного (КАГ) режима, при котором в питательную воду помимо аммиака и гидразина дополнительно дозируются 3—4-замещенные аммонийные соли этилендиаминотетрауксусной кислоты (ЭДТК) [5.1].

В табл. 6.4 приведены основные показатели эффективности водно-химических режимов блоков СКД.

6.3. ЭКСПЛУАТАЦИЯ БЛОКОВ НА НЕЙТРАЛЬНО-КИСЛОРОДНОМ ВОДНО-ХИМИЧЕСКОМ РЕЖИМЕ

В настоящее время на нейтрально-кислородном водно-химическом режиме (НКВР) с дозированием воздуха или кислорода эксплуатируются многие блоки мощностью 300, 500 и 800 МВт.

На основе опыта эксплуатации блоков СКД можно отметить следующие преимущества режима НКВР по сравнению с традиционным гидразинно-аммиачным водным режимом (ГАВР):

отсутствие роста внутренних железоокисных отложений в теплонапряженных экранных трубах НРЧ, в результате чего исключена необходимость проведения эксплуатационных кислотных микропромывок. Температура наружной поверхности экранных труб держится стабильно и не превышает 540 °С, что предотвращает интенсификацию процессов наружной газовой коррозии НРЧ;

прекращение дозирования аммиака и гидразина приводит к значительному увеличению фильтроцикла конденсатоочистки и межрегенерационного периода для фильтров смешанного действия при улучшении качества обессоленной воды;

экономия аммиака и гидразина, а также химических реагентов, идущих на регенерацию фильтров смешанного действия и химические промывки;

исключение применения специальной консервации, так как в водопаровом тракте образуются надежные защитные окисные пленки; возможность установки ПНД с трубками из углеродистой или низколегированной стали;

уменьшение вредных сбросов и улучшение экологических показателей электростанций;

сокращение, примерно на 2 ч, длительности пуска блоков в результате отказа от предпусковой деаэрации воды;

упрощение эксплуатации блоков.

Перевод блоков на режим НКВР заключается в прекращении дозирования в конденсат или питательную воду гидразина и аммиака, вследствие чего вода остается нейтральной (рН около 7), и вводе окислителя от стационарной электролизной установки, азотно-кислородной станции, баллонов сжатого кислорода или воздуха и др. Предварительно весь пароводяной тракт блока должен быть очищен от меди, накопившейся во время работы при режиме ГАВР.

Дозирование окислителя первоначально производилось преимущественно в конденсатный тракт перед или после конденсатоочистки, при этом деаэратор работал с закрытым выпаром и использовался лишь как подогреватель. В последнее время все чаще отмечается необходимость вентиляции паровых объемов подогревателей и деаэратора для удаления неконденсирующихся газов, прежде всего углекислоты, которые при закрытом выпаре деаэратора и неэффективно работающих системах отсоса подогревателей могут постепенно накапливаться в цикле. При вентиляции деаэратора окислитель вводят в питательный тракт за ним либо в две точки — за конденсатоочисткой и после деаэратора. Первый способ менее удачен, так как при этом не обеспечивается пассивация кислородом конденсатного тракта.

Одним из обязательных условий успешного применения режима НКВР является обеспечение минимально возможной удельной электрической проводимости. Данные электростанций, а также проведенные исследования показывают, что при электропроводности Н-катионированной пробы питательной воды 0,2—0,3 мкСм/см при 25 °С концентрация соединений железа в питательной воде составляет 4—7 мкг/кг [6.1—6.3]. При больших значениях электропроводности пассивирующие свойства кислорода не предохраняют металл от развития коррозии и наблюдается устойчивая тенденция к росту содержания железа в питательной воде; возможно также и развитие коррозионных процессов в проточной части турбин в зоне фазового перехода.

В настоящее время в результате оптимизации работы конденсатоочистки (исключения байпасирующих потоков конденсата, уменьшения паразитных потоков через нее, улучшения соотношения катионита — анионита в шихте ФСД) на большинстве блоков удельная электрическая проводимость конденсата после конденсатоочистки при 25 °С составляет 0,1—0,12 мкСм/см, питательной воды перед котлом — 0,15—0,2 мкСм/см.

Другим обязательным условием возможности перевода блока в режим эксплуатации при режиме НКВР является отсутствие в тракте низкого давления теплообменников с трубной системой, выполненной из латуни.

Третьим условием является необходимость тщательной химической очистки конденсатно-питательного тракта от соединений меди, отложившихся в поверхностях нагрева подогревателей и в деаэраторе во время предшествующего режиму НКВР эксплуатации блока.

При переводе блоков на режим НКВР в начальный период кислород поглощается внутренними поверхностями питательных трубопроводов, ПВД, коллекторов и экранов труб котла, окисляя оставшиеся продукты коррозии (которые затем выносятся из котла). Образующаяся при этом оксидная пленка (обычно черного цвета) на очищенных поверхностях труб однородна по составу и представляет собой в основном магнетит (Fe_3O_4). Это и обеспечивает прочность ее сцепления с основным металлом и защитные свойства.

По мере образования защитной магнетитовой пленки на трубах интенсивность поглощения кислорода снижается, и в итоге наступает стадия условно полного насыщения, когда содержание кислорода в среде на выходе из котла нарастает и становится почти равным содержанию его в питательном тракте (в месте ввода). Это означает, что в тракте полностью завершилось образование защитной пленки и кислород стал поглощаться в меньшей степени в соответствии с замедленной скоростью доокислации отдельных молекул Fe_3O_4 в Fe_2O_3 и условиями поддержания магнетитовой пленки в виде защитного покрытия. Такой режим согласно [6.4] считается установившимся, сбалансированным и постоянно должен поддерживаться. Согласно [6.12] концентрацию кислорода в питательной воде рекомендуется поддерживать на уровне 200—400 мкг/кг, а $\text{pH} = 6,5 \div 7,5$. При работе блоков в режиме НКВР дозировку кислорода в питательную воду необходимо проводить таким образом, чтобы в среде на входе в пароперегреватель котла поддерживалась минимальная его концентрация.

Опыт эксплуатации блоков при работе в режиме НКВР в течение ряда лет показал, что невыполнение названных условий приводит к снижению эффекта, ожидаемого от внедрения этого режима. Так, на отдельных электростанциях в первый после перевода на режим НКВР период эксплуатации наблюдался повышенный занос ЦВД турбины соединениями меди, не удаленными предварительно из питательного тракта и переносимыми при режиме НКВР в турбину. После повторных очисток питательной системы занос ЦВД на указанных блоках прекратился. Наряду с этим отмечается хорошее состояние проточной части турбин блоков с ПВД из нержавеющей стали с момента ввода в эксплуатацию — занос за межремонтную кампанию в среднем не превышает 4—6 % [6.3].

Применение режима НКВР приводит к качественному изменению работы конденсатоочистки, так как исключает балластирование аммиаком катионита. На некоторых блоках это привело к 3—5-кратному увеличению фильтроцикла конденсатоочистки при заметном повышении качества обессоленного конденсата (электропроводность $\kappa = 0,07 \div 0,1$ мкСм/см). Снижение количества продуктов коррозии (оксидов железа и меди) позволило отказаться от применения механических сульфугольных и целлюлозных фильтров в схемах конденсатоочистки [6.4]. Это одновременно уменьшает выброс в окружающую среду вредных регенерационных вод. Переход на режим НКВР создает условия для создания на вновь сооружаемых блоках компактных блочных конденсатоочисток.

На большинстве блоков, работающих при режиме НКВР, в качестве окислителя используется воздух, на ряде блоков этот режим проводится с подщелачиванием питательной воды раствором аммиака для повышения показателя рН питательной воды до 7,5—8,5. Содержание кислорода в питательной воде в условиях эксплуатации колеблется в широких пределах: от 350 до 110 мкг/кг.

6.4. ОРГАНИЗАЦИЯ КОНТРОЛЯ ВОДНО-ХИМИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ БЛОКОВ

С повышением чистоты теплоносителя, циркулирующего в контуре блоков, растут требования к чувствительности и точности контроля водно-химического режима. Содержание большинства примесей в основном тракте блоков СКД не должно превышать 5—20 мкг/кг.

Химический контроль должен обеспечивать надежную индикацию изменений контролируемых величин. Важной задачей химического контроля является получение представительной пробы контролируемой среды. Поскольку значительная часть продуктов коррозии находится в тракте в форме взвеси разной степени дисперсности, существует вероятность неравномерного распределения частиц в потоке, из которого отбирается проба. Ошибка отбора зависит от конструкции пробозаборного зонда, скорости потока, размеров частиц и др. Растворенные вещества способны осаждаться в пробозаборной линии так же, как и в проточной части паровых турбин. Кроме того, могут иметь место реакции между примесями, содержащимися в пробе, и металлом пробопроводных линий.

Для уменьшения возможных ошибок при контроле водно-химического режима поддерживают постоянный расход пробы (40—60 л/ч). Пробозаборные линии выполняются из трубок малого диаметра (6—8 мм), изготовленных из нержавеющей стали. Пробу охлаждают сразу же после отбора. Для определения электрической проводимости, pH, щелочности используются только проточные встроенные датчики или специальные устройства для отбора и анализа проб без контакта с воздухом.

Для объективной оценки состояния водно-химического режима при капитальных ремонтах сопоставляют данные эксплуатационного контроля с количеством и составом отложений в поверхностях нагрева блоков и в проточной части турбин. На электростанциях, как правило, ведется по каждому блоку журнал учета состояния проточной части турбин, поверхностей нагрева котлов и ПВД. При этом пользуются одной и той же методикой отбора отложений. Надежные результаты дает определение загрязненности труб методом катодной обработки и путем оценки заноса проточной части турбин по весу отложений, связанных с одной или несколькими лопатками каждой ступени.

Схема химического контроля, как правило, обеспечивают определение показателей водно-химических режимов блоков при всех его состояниях: пуске, работе, останове, химической очистке, консервации, промывках. В соответствии с этим выбираются места отборов проб из пароводяного тракта. Количество точек эксплуатационного контроля обычно минимально, чтобы не перегружать эксплуатационный персонал и увеличить оперативность получения результатов. В этих же целях основные эксплуатационные точки выводятся в помещения экспресс-лабораторий (одна экспресс-лаборатория на два-три блока).

Основными эксплуатационными точками контроля водно-химического режима блоков (рис. 6.2) являются:

- конденсат после конденсатных насосов (КЭН) — одна точка;
- вода из деаэраторов (Д) — две точки;
- питательная вода перед котлом (ПВ) — одна точка;
- свежий пар котла ($H_A - r$) — четыре точки;
- среда перед встроенным сепаратором (при пуске блока) — по числу потоков.

Для эксплуатационного контроля, а также наладки и испытаний водно-химического режима, как правило, предусматриваются дополнительные точки, пробы из которых выводятся на специальные местные щиты, устанавливаемые вблизи мест отбора.

Организация химических экспресс-лабораторий оказывает большое влияние на результаты контроля водно-химического режима. Аналитическое определение концентрации примесей в воде высокой степени чистоты (содержание примесей порядка нескольких микрограммов на один килограмм) требует особых мер предосторожности против загрязнения

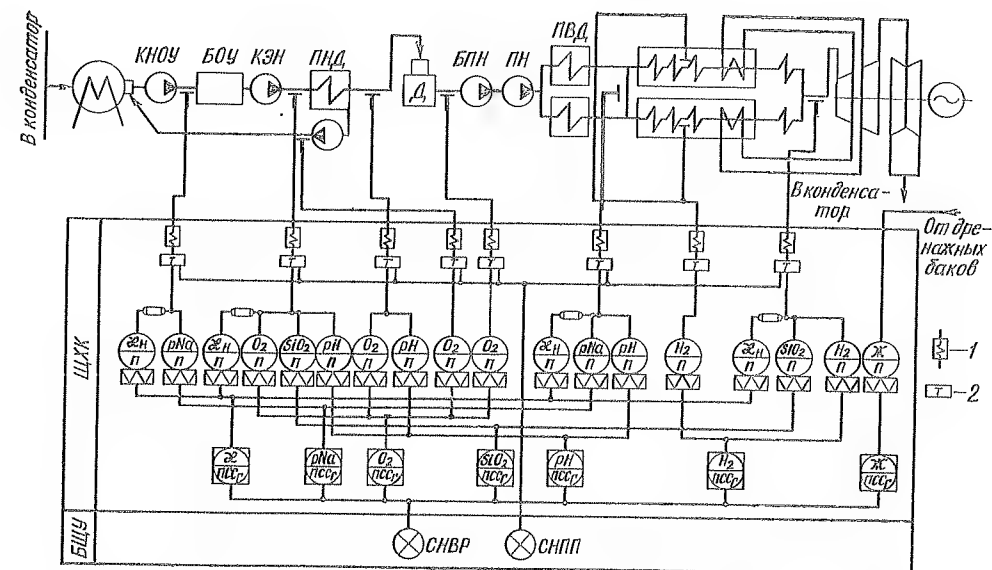


Рис. 6.2. Принципиальная схема автоматизированного химического контроля блока: 1 — холодильник; 2 — термоограничитель; СНП — сигнализация нарушения в системе подготовки пробы; ЩХК — щит химического контроля; БЩУ — блочный щит управления; СНВР — сигнализация нарушения водного режима; СН — сливные насосы; КЭН — конденсатный электронасос; КНОУ — конденсатный насос обессоливающей установки; БН — бустерные насосы; ПН — питательные насосы; ПССГ — показывающий самопишущий сигнализирующий прибор

пробы, специальной посуды, высокочувствительной измерительной аппаратуры, тщательно разработанных методик анализа, соответствующей подготовки персонала. Методики анализов, применяемые при эксплуатационном контроле, приведены в [6.5].

В связи с высокой чувствительностью оборудования СКД к чистоте питательной воды применение автоматических приборов химического контроля стало необходимым условием надежного водно-химического режима. Резкое ухудшение качества питательной воды в случае появления присосов в конденсаторе, бойлерах или теплообменниках обычно приводит к повреждению поверхностей нагрева котлов. В этих условиях автоматические приборы анализа питательной воды обеспечивают защиту котлов от повреждений. Непрерывно действующими автоматическими приборами контролируют электропроводность, pH, содержание водорода, натрия.

Высокая оперативность и надежность достигаются при использовании приборов кондуктометрического контроля, которые обеспечивают выявление присосов охлаждающей воды в конденсаторах и теплообменной аппаратуре, позволяют автоматизировать дозировку аммиака, контроль за работой обессоливающих фильтров конденсатоочистки и за процессом их регенерации.

В последнее время на блоках СКД намечается переход от непрерывного автоматического контроля водно-химического режима к дискретному, при котором на один автоматический анализатор поочередно подается несколько проб, отобранных в различных точках пароводяного тракта, для определения в них одноименных показателей качества этих проб. Например, схема дискретного химического контроля, внедренная на блоках мощностью 300 МВт Литовской ГРЭС, предусматривает автоматический контроль качества теплоносителя в восьми точках пароводяного тракта.

6.5. СОСТАВ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ОТЛОЖЕНИЙ И ХИМИЧЕСКИЕ ОЧИСТКИ ПАРОВОДЯНЫХ ТРАКТОВ БЛОКОВ

Состав эксплуатационных отложений пароводяных трактов блоков

В процессе эксплуатации на теплонапряженных поверхностях нагрева образуются внутренние отложения, обладающие в 30—40 раз меньшей теплопроводностью, чем теплопроводность металла труб. Эти отложения состоят в основном из продуктов коррозии конструкционных материалов пароводяного тракта блоков. Максимальное количество продуктов коррозии поступает в котлы при пусках блоков, осуществляемых иногда до 30—40 раз в год. При этих режимах концентрация железа в питательной воде резко возрастает и достигает 200—400 мкг/кг даже при включенной конденсатоочистке. Стабилизация концентрации железа в контуре наступает только через 12—14 ч после пуска. В растопочном режиме оксиды железа оседают в тракте котла в зоне температур 200—300 °С, достигаемых в НРЧ.

При оценке надежности и экономичности работы блоков в целом имеют значение не только теплопроводность образующихся в процессе эксплуатации отложений, но и их стабильность, структура и в особенности защитные свойства слоя пленки, непосредственно прилегающей к поверхности металла.

По составу отложения на внутренних поверхностях экранных труб котлов СКД на 90—95% состоят из оксидов железа. При режиме ГАВР отложения трехслойны. Пленка, непосредственно прилегающая к металлу (третий слой отложений), неравномерна по толщине (от 2 до 10 мкм) и состоит из относительно крупных зерен, ориентированных преимущественно в горизонтальной плоскости [1.2, 5.1].

Отложения при режиме ГАВР состоят в основном из Fe_3O_4 , что обуславливает их относительную стабильность при эксплуатации. Рост наружного (второго) слоя отложений при стабильной эксплуатации с течением времени вызван не только процессом осаждения соединений из питательной воды, но и поступлением ионов или атомов металла в результате пароводяной коррозии.

Особенностью отложений при режиме НКВР является то, что средний (второй) слой состоит из Fe_3O_4 , а наружный (первый) — из Fe_2O_3 , образующийся как при окис-

Таблица 6.5. Интенсивность роста внутренних отложений блоков СКД

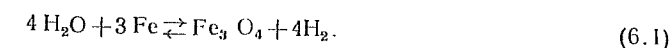
Электростанция (№ блока)	Загрязненность, г/м ²	Длительность работы между очистками, ч	Топливо	Электростанция (№ блока)	Загрязненность, г/м ²	Длительность работы между очистками, ч	Топливо
Ириклинская ГРЭС (№ 5), (№ 6)	70	8928	Мазут	Славянская ГРЭС (№ 7*)	220	35 708	Уголь
Литовская ГРЭС (№ 7)	173	10 488		Запорожская ГРЭС (№ 2)	300	16 000	
Средне-Уральская ГРЭС (№ 10)	290	8443		Ермаковская ГРЭС (№ 2)	93	11 586	
Углегорская ГРЭС (№ 5*)	350	7565		Углегорская ГРЭС (№ 3)	330	26 911	
	220	7200		Новочеркасская ГРЭС (№ 4)	255	22 400	

* Мощность блоков 800 МВт, всех остальных — 300 МВт.

лении Fe_3O_4 кислородом, так и при осаждении соединений Fe^{+3} . Плохая адгезия между Fe_3O_4 и Fe_2O_3 вызывает шелушение отложений как при стабильной эксплуатации, так и при переменном графике работы оборудования. На процесс шелушения отложений указывает также периодическое снижение температуры металла труб НРЧ, особенно проявляющееся при различного рода возмущениях.

Специфика процесса образования отложений при режиме НКВР (формирование их в основном в результате окисления стали, а также неустойчивость при любых режимах работы и одновременном присутствии Fe_3O_4 и Fe_2O_3) обуславливает более низкую, чем при режиме ГАВР, интенсивность роста температуры стенки трубы в теплонапряженной зоне НРЧ (табл. 6.5).

Таким образом, в настоящее время на современном уровне эксплуатации при различных водно-химических режимах формирование отложений в НРЧ происходит главным образом в результате окисления стали при пароводяной коррозии. Стабильность отложений определяется их фазовым составом. Одновременное присутствие в отложениях окисленной и восстановленной форм железа (Fe_3O_4 и Fe_2O_3) обуславливает их неустойчивость. При взаимодействии водяного пара с металлом при $t > 570$ °С образуется Fe_3O_4 :



Эта реакция обратима, т. е. в присутствии водорода возникает равновесие, препятствующее протеканию коррозионных процессов, а образующийся магнетит создает защитные стабильные пленки.

Отложения в проточной части паровых турбин снижают экономичность их работы вследствие уменьшения внутреннего относительного КПД. Образование отложений особенно неблагоприятно для ЦВД, который имеет наименьшие проходные сечения и где вырабатывается наибольшая мощность в расчете на единицу поверхности лопатки. Например, занос сечения проточной части ЦВД турбин мощностью 300 МВт на 1% уменьшает внутренний относительный КПД на 0,5—1%, что приводит к перерасходу 1000—2500 т условного топлива в год [1.2, 5.1]. Другими словами, каждое 0,1 МПа (1 кгс/см²) повышение давления в регулирующей ступени эквивалентно снижению экономичности турбины на 0,1% (рис. 6.3).

Благодаря высокой растворимости в паре СКД соединений кремнекислоты и меди они проходят котлы транзитом и отлагаются в проточной части турбин. В тонкодисперсной форме в проточную часть турбин поступают также малорастворимые оксиды железа, соединения кальция и магния. На ступенях высокого давления в первую очередь оседают те соединения, концентрация которых при заданных условиях (давлении и температуре) ближе к пределу их растворимости: SiO_2 , SiO , Na_2SiO_3 , Na_2SO_4 и т. п.

В результате нарушения в работе блочной КО в составе отложений в проточной части ЦВД турбин присутствуют и такие составляющие, как сульфаты (до 23,0% SO_3), оксид кальция (до 50%), натрий (до 25%) [1.2, 5.1]. Соединения натрия попадают в цикл также с техническими растворами аммиака и гидразина при обработке ими питательной воды. Присутствие в конденсатно-питательном тракте оборудования из медьсодержащих сплавов (сальниковых и сетевых подогревателей, охладителей дренажей)

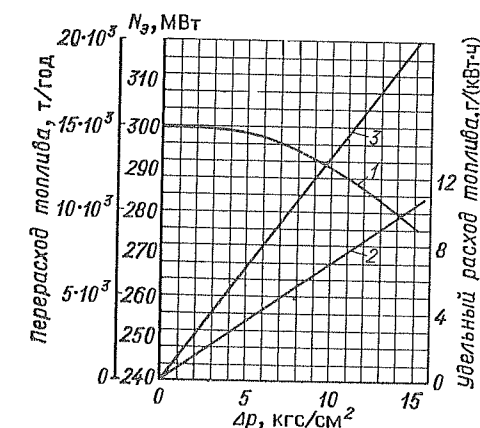


Рис. 6.3. Влияние заноса ЦВД турбины К-300-240 на экономичность блока:

1 — изменение мощности турбины; 2 — увеличение удельного расхода топлива; 3 — перерасход топлива

вызывает загрязнение теплоносителя медью и образование отложений ЦВД, состоящих на 60—85% из соединений меди.

Эксплуатационные химические очистки пароводяных трактов блоков

Необходимость эксплуатационной химической очистки определяется допустимым количеством загрязнений, зависящим от тепловых нагрузок поверхностей нагрева котла (табл. 6.6), а также степенью снижения экономичности блока из-за отложений [1.2, 5.1].

Интенсивность роста внутренних отложений в газомазутных котлах при режиме ГАВР составляет 20—30 г/м² за 1000 ч, что позволяет при предельной загрязненности поверхности 200 г/м² довести длительность межпромывочного периода до (7—10) · 10³ ч. Для пылеугольных котлов скорость роста отложений равна 15—20 г/м² за 1000 ч и при удельной загрязненности, меньшей или равной 300 г/м², межпромывочный период составляет (15—20) · 10³ ч (см. табл. 6.4).

Наименьший рост внутренних отложений в наиболее теплонапряженной зоне НРЧ газомазутных котлов, наблюдаемый при режиме НКВР по сравнению с режимом ГАВР, обуславливает и более низкую скорость роста температуры стенки трубы (около 1,0 °С за 1000 ч, см. табл. 6.4). Это позволяет увеличить длительность межпромывочного периода при режиме НКВР до 25 · 10³ ч для НРЧ, выполненных из стали 12Х1МФ, и до 30 · 10³ ч для НРЧ из стали ЭИ-756. При режиме НКВР проведение химических очисток, как правило, диктуется не предельной загрязненностью котлов, а их простоями при капитальных ремонтах и необходимостью удаления в связи с этим продуктов коррозии и послеремонтных загрязнений.

Загрязненность поверхностей нагрева определяют в большинстве случаев путем систематических вырезок контрольных образцов труб, что связано с остановом оборудования. Кроме того, рекомендуется вести журнал для каждого котла, в котором следует записывать все отклонения от установленного водно-химического режима, а также число пусков, способы консервации, продолжительность работы при нарушении норм качества питательной воды, неплотности конденсаторов, методы водоподготовки добавочной воды, нарушения эксплуатации КО, скорости коррозии оборудования конденсатно-питательного тракта и т. п. Все это позволяет оценить состояние котла и снизить число аварийных остановов путем своевременной химической его очистки.

В котлах с фронтальным расположением горелок наибольшее количество загрязнений, как правило, откладывается в боковых экранях на определенном расстоянии (до 3 м) над горелками.

Контрольные образцы труб следует стремиться вырезать с захватом сварного стыка, так как зачастую при некачественно выполненной свар-

Таблица 6.6. Оценка степени загрязненности поверхности нагрева

Состояние поверхности нагрева	Количество загрязнений, г/м ² , при тепловых нагрузках, МДж/(м ² ·ч)			
	До 0,45 · 10 ³	От 0,45 до 1,0 · 10 ³	От 1,0 до 1,7 · 10 ³	Свыше 1,7 · 10 ³
Чистая	25—50	До 25	До 25	До 20
Загрязненная, требующая очистки	200—300	150—250	100—200	100—150

ке вокруг шва образуется «юбка» окисленного металла и в щели между «юбкой» и телом трубы происходит упаривание воды, что интенсифицирует коррозионные процессы. Визуальный осмотр внутренней поверхности контрольных образцов труб, как правило, дает возможность судить о протекании процессов коррозии и принять меры для ее подавления.

Наличие стационарных термовставок для контроля температуры металла экранных труб НРЧ в зонах наибольших отложений иногда позволяет не производить вырезок контрольных образцов труб. Исследования, проведенные на котлах П-57 Рефтинской ГРЭС, сжигающих экибастузский уголь, показали, что отложения в количестве 600—800 г/м² дают повышенные температуры наружной поверхности НРЧ на 60—80 °С.

Для дистанционного измерения толщины отложений иногда прибегают к использованию специального прибора — коэрцитиметра. Например, коэрцитиметрами ФК-17-19И можно производить магнитный контроль внутренней загрязненности труб без нарушения их целостности [6.6].

ВНИИАМ разработано и внедрено на блоках 300 МВт Конаковской ГРЭС автоматическое устройство контроля количества отложений в поверхностях нагрева работающих котлов. Устройство подключается между отдельными участками поверхностей нагрева и путем имитации тепловых потоков показывает приrost температуры по индикатору отложений.

Для эксплуатационных химических очисток оборудования блоков СКД наряду с растворами ингибированных соляной и серной кислот в последнее время значительное применение получили новые реагенты — комплексобразующие вещества и их композиции, а также органические кислоты — трилон Б, аммонийная соль этилендиаминтетрауксусной кислоты (ЭДТК), моноаммонийнитрат, фталиевый ангидрид, адипиновая, малеиновая и винная кислоты, фторид-бифторид аммония, отходы синтетических жирных кислот — так называемый водный конденсат (ВК), концентрат низкомолекулярных жирных кислот (КНМК) и др. Выбор тех или иных моющих химических реагентов обуславливается количеством и составом отложений и осуществляется на основе технико-экономических расчетов с учетом возможности получения реагентов.

В табл. 6.7 приведены результаты химических очисток трактов котлов блоков 500 и 800 МВт различными моющими реагентами.

Количество химических реагентов (в пересчете на 100%-ный продукт) для проведения эксплуатационных очисток от загрязнений соеди-

Таблица 6.7. Результаты химических очисток котлов блоков 500 и 800 МВт

Электростанция	Моющие реагенты	Удельная загрязненность, г/м ²	
		до химической очистки	после химической очистки
Запорожская ГРЭС	Трилон Б + H ₂ SO ₄	120—225	4—32
Рязанская ГРЭС	I этап — 5%-ный раствор HCl, II этап — трилон Б + малеиновый ангидрид + лимонная кислота	~220	Незначительная
Троицкая ГРЭС	H ₂ SO ₄ + бифторид аммония	313—569	16,0

нениями железа определяется исходя из расхода для удаления 1 кг окислов железа: для соляной кислоты — 20 кг, моноаммонийнитрата — 3 кг, композиций на основе комплексонов — 3 кг, фталиевого ангидрида — 3,2 кг, адипиновой кислоты — 3 кг.

Для снижения скорости коррозии конструкционных материалов пароводяного тракта в качестве ингибиторов применяются вещества М-1, МСДА, каптакс, катапин и др. Для повышения их эффективности одновременно используются отмывочные препараты поверхностно-активного действия (например, ОП-7, ОП-10). Указанные ингибиторы могут быть использованы и для послепромывочной консервации оборудования.

Общим условием эффективности применения тех или иных реагентов является правильный выбор ингибитора коррозии, температуры, скорости циркуляции и концентрации раствора. Почти все ингибиторы имеют свой температурный предел, выше которого они разлагаются или теряют эффективность. Температура раствора должна быть достаточно высокой, чтобы закончить химическую очистку в приемлемое время, но ниже безопасного предела для применяемого ингибитора. Скорость циркуляции должна быть достаточна для обеспечения эффективной химической очистки и поддержания нерастворимых частиц во взвешенном состоянии [1.2, 1.10].

Выбор концентрации раствора обусловлен в первую очередь экономическими соображениями. Общее количество химического реагента должно быть достаточным для растворения всех отложений, и концентрация его должна поддерживаться такой, чтобы обеспечить (предпочтительно с некоторым избытком) его «емкость» по отложениям.

Для эксплуатационной химической очистки блоков СКД применяется несколько способов, отличающихся составом моющего раствора при химической фазе очистки [1.2, 5.1].

Контроль за ходом химической очистки осуществляется по содержанию железа, рН и концентрации моющего вещества в пробах на сбросе из контура. Окончание химической очистки оценивается по стабилизации предельного содержания в моющем растворе железа и остаточной концентрации реагента. Эффективность очистки определяется количеством вымытых оксидов железа.

В последние годы широкое распространение получили локальные химические очистки котлов и турбин. Например, метод локальной (проточной) химической очистки НРЧ благодаря своей простоте, эффективности и экономичности принят в качестве типового при эксплуатационных очистках всех газомазутных и большинства пылеугольных блоков СКД, работающих при режиме ГАВР [5.1]. Отработаны методы локальных химических очисток турбин и тракта промпрегрева насыщенным паром с дозировкой химических реагентов в паровой поток.

Из опыта эксплуатации блоков 300 МВт следует, что при режиме ГАВР и восстановительных водно-химических режимах химические очистки следует проводить после капитального или текущего ремонта как на пылеугольных, так и на газомазутных котлах. Кроме того, на газомазутных котлах необходимо проводить систематически микропромывки НРЧ. Периодичность микропромывок колеблется от 4000 до 7000 ч и зависит от степени загрязнения поверхностей НРЧ. На блоках, работающих при режиме НКВР, химические очистки, как правило, проводятся только в период капитальных ремонтов, т. е. через 20 000 — 30 000 ч работы. Для этого в тепловых схемах блоков СКД в настоящее время предложены специальные коммуникации и устройства, которые позволяют проводить химические очистки, водные промывки и консервацию пароводяного тракта [6.7, 6.8].

При проведении локальных химических очисток требуется поддержание достаточно высоких скоростей движения промывочного раствора в контуре. Это вызывает значительные трудности при организации химической очистки промежуточных пароперегревателей, в которых отношение поверхности, подлежащей очистке, к объему промывочного контура весьма мало. Поэтому очистка промежуточных пароперегревателей обычными способами требует большого расхода воды и приводит к значительному недоиспользованию реагента.

Применение влажного пара позволяет при небольшом массовом расходе среды обеспечить достаточно высокие линейные скорости ее движения, а наличие в среде влаги создает условия для растворения реагентов и продуктов их взаимодействия с отложениями. При достаточно низкой влажности обеспечивается высокая концентрация реагента во влаге (следовательно, высокая интенсивность растворения отложений) даже при относительно небольшом его общем количестве.

Технология химической очистки промежуточного пароперегревателя влажным паром с присадкой реагентов, например аммонийной соли ЭДТК и ингибиторов коррозии М-1 и ОП-10, отработана на блоках СКД [5.1]. Химическая очистка проводится подачей промывочной пароводяной среды в трубопроводы выхода из II ступени промежуточного перегревателя со сбросом из трубопроводов на входе в его I ступень. Отрабатываемую промывочную среду, как правило, сжигают в топочной камере соседнего котла, подавая ее через заведенные в лючки специальные форсунки.

Для прогрева контура используется пар от коллектора 1,3 МПа (13 кгс/см²). При температуре на выходе из контура 150 °С устанавливают расход пара и обессоленной воды такого соотношения, чтобы обеспечить влажность среды на входе около 5 % и скорость движения ее в трубах порядка 6—8 м/с. При этом давление среды поддерживают на уровне 0,5 МПа (5 кгс/см²), что соответствует температуре насыщения около 150 °С.

Для промывки тракта блоков СКД, оборудованных ПНД с трубной системой из медьсодержащих сплавов, при пуске после простоя более 5 сут могут применяться углекислотные промывки [6.12]. Применение раствора углекислоты при температуре 40 °С интенсифицирует процесс удаления рыхлых отложений, сокращает расход воды и продолжительность промывки, уменьшает расход топлива на пусковые операции. Достоинство применения углекислоты в том, что она не способна создавать сильноокислые среды даже при высоких концентрациях, в результате чего нет необходимости в применении ингибиторов коррозии. Удобство применения раствора углекислоты определяется также возможностями получения СО₂ из дымовых газов работающего котла.

Схема отбора и очистки дымовых газов и приготовления углекислотного раствора в деаэраторе предусматривает отбор дымовых газов из газохода одного из работающих котлов с температурой около 200 °С в районе дымососов с помощью газоводяного эжектора, который работает по замкнутому контуру: десорбер — циркуляционный насос — эжектор — десорбер. В результате интенсивного смешения газа и воды удаляется зола, а также хорошо растворимые серосодержащие соединения. В первый период после включения циркуляционного насоса в течение 3—5 мин происходит насыщение циркулирующей воды углекислотой, в результате чего после разделения воды и газов в десорбере они имеют практически одинаковое содержание СО₂ как до, так и после установки. Одно заполнение десорбера технической водой обеспечивает получение такого количества газов, какое необходимо для одной углекислотной промывки блока 300 МВт.

Давление газа на выходе из установки и в десорбере не превышает 50 кПа (0,5 кгс/см²), производительность установки по очищенному газу для блока 300 МВт должна составлять 75—100 м³/ч. Состав газа зависит от места отбора дымовых газов из газохода и присосов воздуха по газовому тракту котла. Газ на выходе из десорбера содержит около 5% O₂ и 10—12% CO₂, остальное — N₂. Газ после десорбера подается по общестанционному коллектору и затем в аккумуляторные баки деаэраторов.

Для приготовления раствора углекислоты в деаэраторе может использоваться и баллонная углекислота, однако затруднения, связанные с «замерзанием» редуктора и трубопроводов при быстром истечении газа из баллона, не позволяют оперативно (в течение не более 1 ч) приготовить раствор необходимой концентрации. Учитывая постоянную потребность в проведении подобных промывок, целесообразно иметь одну общестанционную стационарную установку для очистки дымовых газов.

Технология углекислотной промывки заключается в том, что деаэратор, питательный тракт, ПВД и котел заполняются азированным водным раствором углекислоты и производится так называемое углекислотное травление. Оборудование остается заполненным этим раствором в течение 4—6 ч (но не более 12 ч) без подогрева и циркуляции. При низких значениях pH=4,5÷5,5 и содержании кислорода 3—5 мг/л происходит интенсивное разрыхление верхнего слоя отложений с одновременным переводом в раствор не только железа, но и меди. Достаточно полное удаление продуктов коррозии при углекислотном травлении оборудования способствует сокращению продолжительности последующей горячей водной отмывки.

Соединения натрия, накапливающиеся в проточной части турбин, могут в значительной мере смываться влажным паром при пусках и остановках блоков. Отложения кремнекислоты смываются в заметно меньшей степени, поэтому для их удаления проводят специальные промывки проточной части турбин влажным паром с добавлением химических реагентов. Значительная часть отложений удаляется во время капитальных

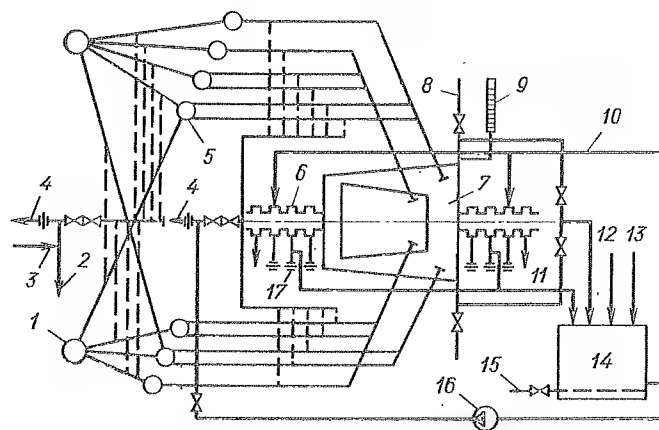


Рис. 6.4. Схема химической очистки проточной части ЦВД турбины К-300-240 ЛМЗ: 1 — стопорный клапан; 2 — в бак химической очистки; 3 — из коллектора отсоса из уплотнений в ПС-115; 4 — в конденсатор; 5 — регулирующий клапан; 6 — концевые уплотнения ЦВД; 7 — ЦВД; 8 — холодные пилки промежуточного перегрева; 9 — стеклянная трубка для измерения уровня в ЦВД; 10 — сжатый воздух; 11 — в ПС-115; 12 — вода; 13 — реагенты; 14 — бак химической очистки; 15 — пар; 16 — насос химической очистки; 17 — устанавливаемые заглушки

ремонтов механическими способами и химическими очистками. Наиболее распространены химические очистки растворами сульфата аммония с аммиаком, проводимые по замкнутой схеме: бак — насос — ЦВД — бак (рис. 6.4). При этом ротор турбины вращают валоповоротным устройством [6.9]. Промывочный раствор подводится через пароперепускные трубы за регулирующими клапанами; слив раствора осуществляется через нижние точки холодных паропроводов промежуточного перегрева и из вторых камер уплотнений. В третьей камере уплотнений подается сжатый воздух (0,3—0,4 кгс/см²), что предотвращает попадание промывочного раствора в маслосистему. Медистая часть отложений, состоящая из 50—80% оксидов меди, практически полностью растворяется. Соединения железа остаются в шламе. Металлическая медь, которая может присутствовать в отложениях, удаляется добавкой окислителя, например кислорода. На основании опыта эксплуатации блоков СКД промывку проточной части турбин влажным паром следует проводить 1 раз в 2—3 года. Обычно промывку влажным паром проводят перед остановом блока со снижением нагрузки до 10—12 % номинальной. Во время капитального ремонта следует проводить также механическую очистку отложений с лопаточного и соплового аппаратов турбин.

6.6. ЗАЩИТА ПАРОВОДЯНЫХ ТРАКТОВ БЛОКОВ ОТ СТОЯНОЧНОЙ КОРРОЗИИ

Коррозия пароводяного тракта действующих блоков при налаженном режиме ГАВР минимальна, однако во время простоев при отсутствии эффективной консервации влажные внутренние поверхности подвергаются интенсивной стояночной коррозии.

Коррозия металла в период простоя возникает под действием кислорода воздуха и влаги и носит электрохимический характер. Средняя массовая скорость коррозии котельных сталей во влажной среде при температуре 20 °С в свободном доступе кислорода составляет 0,05 г/(м²·ч). Суточный простой, например, блока 300 МВт с незаконсервированными и неосушенными поверхностями общей площадью около 30 тыс. м² приводит к образованию в контуре блока до 50 кг оксидов железа [5.1, 6.10].

Особого внимания требует консервация промежуточных пароперегревателей котлов, более подверженных стояночной коррозии из-за наличия в них отложений солей, выносимых из проточной части турбин.

Для уменьшения коррозии внутренних поверхностей при простоях более 5 сут в настоящее время на блоках СКД применяются в основном три способа консервации:

раствором гидразина и аммиака;

контактными ингибиторами;

сухая консервация дренированием неостывшего котла, вентиляцией турбины горячим воздухом.

Консервация раствором гидразина и аммиака заключается в высокотемпературной обработке поверхностей металла в период расхолаживания оборудования блоков при останове [6.11]. Этот способ основан на образовании сплошной тонкой защитной пленки магнетита (Fe₃O₄), предохраняющей металл от атмосферной коррозии. Гидразин способствует образованию сплошной защитной пленки магнетита, и эффективность его действия особенно возрастает при температуре среды выше 160 °С при pH=10÷10,5.

В период расхолаживания оборудования по достижении в контуре до встроенной задвижки 300—320 °С в пароводяной тракт блока по рабочей схеме вводится консервирующий раствор гидразина и аммиака. Среда сбрасывается из встроенного сепаратора в расширитель РС-2, оттуда в дренажный бак, деаэратор и снова в котел. Цирку-

ляцию среды по этому контуру осуществляют до достижения на сбросе из встроенного сепаратора содержания гидразина не менее 15—30 мкг/кг и рН не менее 10.

Во время консервации концентрацию гидразина в начале контура поддерживают на уровне 50—200 мкг/кг (в зависимости от загрязненности тракта), а аммиака — около 20 мкг/кг. Изложенный способ применяют при остановках блока в резерв или ремонт на срок до 2 мес.

При остановках на более длительный срок для консервации оборудования используются контактные ингибиторы (М-1, МСДА). Консервация осуществляется путем прокачки раствора с концентрацией контактного ингибитора 0,5—1 %. Приготовление концентрированного раствора осуществляется с подогревом до 60—70 °С. Прокачка консервирующего раствора поочередно осуществляется через тракт до встроенной задвижки (по контуру ВС—РС—конденсатор—деаэратор—котел), пароперегреватель (со сбросом через ПСБУ в конденсатор) и промежуточный перегреватель (с подводом через РОУ, ПСБУ СН или по трубопроводу из РС и сбросом в конденсатор из горячих паропроводов промперегрева). Циркуляция раствора по каждому контуру продолжается 30—40 мин. По окончании консервации раствор сливается в бак хранения.

При остановках блоков на срок до 5 сут применяется сухая консервация, которая сводится к полному дренированию и осушке пароводяного тракта остановленного, но еще не остывшего блока. Это относится также к вентиляции остановленной турбины горячим атмосферным воздухом. Однако внутренние поверхности можно временно осушить, дренируя неостывший котел, но если нельзя удалить из агрегата водяные пары, то поверхности металла вновь увлажняются вследствие конденсации. Поэтому необходимо осуществлять вакуумную сушку всех элементов блока, соединяя их с конденсатором турбины.

Оценка эффективности консервации оборудования производится, как правило, на основании осмотра образцов труб, вырезанных из поверхностей нагрева, и по концентрации оксидов железа в питательной воде и паре при пуске блока. У образцов труб должны отсутствовать коррозионные повреждения поверхности металла, характерные для процессов стояночной коррозии, — язвенные очаги коррозии, ржавчина. Эффективность использованного того или другого способа консервации подтверждается также скоростью снижения концентрации оксидов железа в питательной воде и паре после пуска блока. Так, при качественной консервации содержание оксидов железа в питательной воде и паре обычно снижается до уровня 30—50 мкг/кг через сутки после ввода в работу блока из капитального ремонта. При отсутствии консервации оборудования подобные показатели достигались не ранее чем через 5—10 сут эксплуатации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

К главе первой

- 1.1. Котельные и турбинные установки энергоблоков мощностью 500 и 800 МВт. Создание и освоение / Н. Ф. Комаров, Г. И. Мосеев, Р. А. Петросян и др. / Под общ. ред. В. Е. Дорошука и В. Б. Рубина. М.: Энергия, 1979.
- 1.2. Котельные и турбинные установки энергетических блоков. Опыт освоения / Под ред. В. Е. Дорошука, Л. Б. Кроля, Я. М. Рубинштейна и Н. С. Чернецкого. М.: Энергия, 1971.
- 1.3. Освоение энергоблоков (пусковые режимы, металл, водоподготовка и автоматика) / Под ред. В. Е. Дорошука и др. М.: Энергия, 1971.
- 1.4. Шмуклер Б. И. Пусковые схемы мощных моноблоков // Теплоэнергетика, 1971, № 7, с. 24—28.
- 1.5. Шмуклер Б. И., Гофайзен А. В. Пусковые схемы мощных энергоблоков с прямоточными котлоагрегатами. — Тр. ВТИ, 1978, № 14. С. 3—22.
- 1.6. Типовая пусковая схема дубль-блока мощностью 300 МВт. М.: СЦНТИ ОРГРЭС, 1969.
- 1.7. Особенности пусковой схемы газомазутного моноблока мощностью 800 МВт и результаты ее освоения / Б. И. Шмуклер, Г. И. Доверман, Р. М. Островецкий, В. И. Гомболовский и др. — Теплоэнергетика, 1981, № 1. С. 32—36.
- 1.8. Головной энергетический блок мощностью 1200 МВт на Костромской ГРЭС / И. В. Зубов, Б. А. Волков, Ю. Н. Богачко, Б. В. Чудов, Ю. П. Куликов. — Электрические станции, 1981, № 9. С. 2—7.
- 1.9. Опыт наладки и эксплуатации блока 800 МВт / Под ред. Г. И. Букина, В. В. Гапеева, В. И. Доброхотова. М.: Информэнерго, 1970.
- 1.10. Жгулев Г. В. Пуск и наладка энергоблоков. М.: Энергия, 1978.
- 1.11. Типовая инструкция по пуску из различных тепловых состояний и останову моноблока мощностью 300 МВт с турбиной К-300-240 ХТГЗ. М.: СПО ОРГРЭС, 1977.
- 1.12. Типовая инструкция по пуску из различных тепловых состояний и останову моноблока мощностью 300 МВт с турбиной К-300-240 ЛМЗ. М.: СПО ОРГРЭС, 1975.
- 1.13. Типовая инструкция по пуску из различных тепловых состояний и останову дубль-блока мощностью 300 МВт с турбиной К-300-240 ЛМЗ по моноблочной схеме. М.: СПО Союзтехэнерго, 1980.
- 1.14. Допустимые температурные напряжения и скорости прогрева (расхолаживания) толстостенных паропроводов / В. М. Вигак, С. В. Фальковский, А. Д. Горешник, Б. В. Машенко. М.: СЦНТИ ОРГРЭС, 1975.
- 1.15. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей. М.: Энергия, 1976.
- 1.16. Пособие для изучения «Правил технической эксплуатации электрических станций и сетей». Разд. 4. Тепломеханическое оборудование электростанций и тепловых сетей. Разд. 5. Специальное оборудование атомных электростанций. М.: Энергия, 1980.
- 1.17. Якубенюк И. А., Рябус А. А. Ускоренное расхолаживание прямоточного котла // Теплоэнергетика, 1980, № 6. С. 31—33.
- 1.18. Плоткин Е. Р. Повышение маневренности и надежности паровых турбин при переходных режимах // Теплоэнергетика, 1982, № 6. С. 18—21.
- 1.19. Маневренность мощных теплоэнергетических блоков / Под ред. Е. Р. Плоткина и Б. И. Шмуклера. М.: Энергия, 1978.

- 1.20. Иванов Н. В., Крашениников В. В., Думнов В. П. Способы ускорения растопки прямоточных котлов // Энергетик, 1980, № 11. С. 1—3.
- 1.21. Макухин А. Н. Итоги развития энергетики в 1985 г. и задачи на 1986 г. и XII пятилетку // Теплоэнергетика, 1986, № 2. С. 2—5.
- 1.22. Доброхотов В. И., Троицкий А. А. Современные проблемы энергетики / Дальнейшее техническое совершенствование ТЭС на органическом топливе. М.: Энергоатомиздат, 1984. С. 84—120.
- 1.23. Инструкция по составлению технического отчета о тепловой экономичности работы электростанции. М.: СЦНТИ ОРГРЭС, 1971. — 80 с.
- 1.24. Кемельман Д. Н., Эскин Н. Б., Давидов А. А. Наладка котлоагрегатов. (Справочник). М.: Энергия, 1976.
- 1.25. Троицкий А. А. Электроэнергетика в XII пятилетке // Теплоэнергетика, 1986, № 12. С. 2—5.

К главе второй

- 2.1. Паровая турбина К-300-240 ХТГЗ / Под общей ред. Ю. Ф. Косяка. М.: Энергоиздат, 1982.
- 2.2. Сжигание низкосортных газовых углей в котлах блоков 300 МВт / И. Н. Шницер, О. Г. Панасовский, В. В. Литовкин, Л. К. Соловьев. // Электрические станции, 1982, № 12. С. 18—21.
- 2.3. Повышение маневренности современных энергоблоков методом отключения ПВД / И. И. Кириллов, В. А. Иванов, Л. В. Арсеньев, Е. А. Хомяк // Теплоэнергетика, 1978, № 2.
- 2.4. Кузьмин Г. И., Кириллова Р. П. Надстройка энергоблока 300 МВт газотурбинными агрегатами ГТА-18 // Теплоэнергетика, 1980, № 9. С. 58—59.
- 2.5. Жгулев Г. В. Газотурбинная установка ГТА-18 и перспективы ее применения // Энергетическое строительство, 1980, № 5. С. 30—33.
- 2.6. Жгулев Г. В. Наладка и испытание опытно-промышленной газотурбинной установки ГТА-18 // Энергетика и электрификация, 1980, № 1. С. 22—24.
- 2.7. Эксплуатация оборудования блоков 300 МВт (Надежность работы блока 300 МВт с котлами ТГМП-114 на скользящем давлении). М.: СЦНТИ ОРГРЭС, 1973.
- 2.8. Шапиро В. И. Оптимальное поддержание параметров свежего пара в соответствии с нагрузкой энергоблока // Теплоэнергетика, 1977, № 1. С. 37—39.
- 2.9. Фолин Ю. А., Черня Г. А. Математические методы анализа основных факторов, определяющих уровень использования мощности энергоблоков // Теплоэнергетика, 1982, № 5. С. 20—24.
- 2.10. Доброхотов В. И. Основные направления в развитии котельной техники на ближайшую перспективу // Теплоэнергетика, 1975, № 9. С. 2—4.
- 2.11. Доброхотов В. И., Роддатис К. Ф. Об экономичности паровых котлов мощных энергоблоков // Теплоэнергетика, 1979, № 3. С. 2—6.
- 2.12. Роддатис К. Ф., Вдовченко В. С. Качество твердого топлива тепловых электростанций и его влияние на показатели паровых котлов // Электрические станции, 1982, № 5. С. 20—25.
- 2.13. Охотин В. Н., Петров И. М., Хачян Г. А. Влияние повышения зольности энергетического топлива на надежность и экономичность тепловых электростанций // Теплоэнергетика, 1980, № 8. С. 5—8.
- 2.14. Гинсбург Г. В., Доброхотов В. И. Основные факторы, определяющие экономичность работы энергоблоков мощностью 300 тыс. кВт в широком диапазоне изменения нагрузок // Теплоэнергетика, 1973, № 6. С. 2—4.
- 2.15. Резников М. И., Липов Ю. М. Паровые котлы тепловых электростанций: Учебник для вузов. М.: Энергоиздат, 1981.

К главе третьей

- 3.1. Газомазутные топочные устройства с подовым расположением горелок / Ю. М. Усман, Ю. П. Енякин и др. М.: Информэнерго, 1984, вып. 7.

- 3.2. Руководящие указания по переводу котлов, работающих на сернистых топливах, в режим сжигания с предельно малыми избытками воздуха. М.: СПО Союзтехэнерго, 1980.
- 3.3. Фошко Л. С., Тупикин А. А., Красанцов В. Н. Опыт освоения и эксплуатации блоков мощностью 800 МВт Угледорской ГРЭС // Энергетик, 1978, № 10. С. 5—6.
- 3.4. О выборе оптимальной температуры подогрева мазута перед сжиганием / В. Г. Булгаков, В. Е. Андреев, А. С. Соловьев, А. К. Эрнст // Энергетик, 1978, № 12. С. 27—28.
- 3.5. Капельсон Л. М., Шахсуваров К. В. Об опыте освоения котлов под наддувом // Электрические станции, 1981, № 1. С. 27—31.
- 3.6. Роддатис К. Ф., Доброхотов В. И. Изменение теплонпряжений топочной камеры и высоты котла с ростом его производительности // Теплоэнергетика, 1981, № 5. С. 13—20.
- 3.7. Доброхотов В. И. Пути повышения эффективности работы паровых котлов мощных энергоблоков // Теплоэнергетика, 1981, № 7. С. 2—5.
- 3.8. Развитие топочного процесса при различных компоновках вихревых горелок / И. Н. Шницер, С. Л. Шагалова, Л. В. Юрьев, Ю. И. Шаповалов, В. П. Мережко, О. Т. Пласкин // Теплоэнергетика, 1976, № 11. С. 50—54.
- 3.9. Миронов С. Н. Пути совершенствования топочных устройств и систем пылеприготовления энергоблоков 300 МВт на АШ и тощих углях. — Тр. ВТИ, 1978, вып. 15. С. 68—81.
- 3.10. Организация режима работы топки при сжигании шлакующих топлив / Г. Т. Левит, С. Е. Дмитриев, В. А. Сандлер, Ф. М. Векслер, В. Ф. Панченко, Т. И. Шумилов, С. А. Панасечкин, В. А. Баскаков // Теплоэнергетика, 1978, № 11. С. 21—26.
- 3.11. Иванова И. П., Магадеев В. Ш., Мещеряков В. Г. Коррозия экранов пылеугольных котлов с жидким шлакоудалением и способы ее снижения. (Обзорная информация). Сер. Тепловые электростанции. Вып. 5. М.: Информэнерго, 1981.
- 3.12. Опыт наладки парогенераторов с молотковыми мельницами блоков 300 МВт на экибастузском угле / Г. Т. Левит, Н. И. Кузнецов, К. П. Либенко, Л. И. Пугач, В. Е. Рапопорт, Л. П. Таланкин, Э. И. Ямашев, А. Г. Кравец // Теплоэнергетика, 1972, № 2. С. 36—40.
- 3.13. Сучков В. И., Ослопов О. И. Особенности работы топочной камеры парогенератора П-57 моноблока 500 МВт при сжигании экибастузского угля // Теплоэнергетика, 1978, № 3. С. 26—30.
- 3.14. Резник Н. И. О выборе допустимого значения температуры газов на входе в пароперегреватели пылеугольных парогенераторов // Энергомашиностроение, 1974, № 5. С. 5—6.
- 3.15. Совместное сжигание твердого и жидкого топлив в пылеугольных котлах. / В. Ш. Магадеев, Ю. П. Енякин, В. Г. Юдаев, Л. М. Капельсон. Обзорная информация, Сер. Тепловые электростанции. Вып. 8. М.: Информэнерго, 1979.
- 3.16. Переход на совместное сжигание пыли АШ и сернистого мазута на котле энергоблока 800 МВт / Ю. П. Енякин, В. Ш. Магадеев, В. Ф. Ларнонов, А. Г. Линник, Ф. И. Друг, Е. В. Щукин // Электрические станции, 1976, № 8. С. 10—14.
- 3.17. Васильев Н. С. О присосах воздуха в котлах // Энергетик, 1984, № 8. С. 2—3.
- 3.18. Доброхотов В. И. Итоги развития теплоэнергетики от принятия плана ГОЭЛРО до наших дней // Теплоэнергетика, 1980, № 12. С. 9—14.
- 3.19. Сборник директивных материалов по эксплуатации энергосистем. Теплотехническая часть. Минэнерго СССР. — 2-е изд., перераб. и доп. М.: Энергоиздат, 1981.
- 3.20. Гаврилов А. Ф., Малкин Б. М. Загрязнение и очистка поверхностей нагрева котельных установок. М.: Энергия, 1980.
- 3.21. Сандлер В. А., Загруднинов Р. Ш. Опыт эксплуатации новых конструкций аппаратов водяной очистки экранов. Экспресс-информация. Сер. Эксплуатация и ремонт электростанций. Вып. 8. М.: Информэнерго, 1982.

3.22. Руководящие указания по проектированию, монтажу и наладке устройств стационарной паровой пушечной обдувки. М.: СПО Союзтехэнерго, 1981.

3.23. Дик Э. П., Доброхотов В. И., Залкинд И. Я. К вопросу шлакования паровых котлов мощных энергоблоков // Теплоэнергетика, 1980, № 3. С. 18—22.

3.24. Мысак И. С., Гадяк В. А. Организация оптимального топочного режима газомазутных котлов крупных энергоблоков // Энергетик, 1983, № 7. С. 5—7.

3.25. Коваленко А. Л., Чупров В. В., Козлов В. Г. Исследование топочной камеры котла ТГМП-204П с подовой компоновкой горелок // Теплоэнергетика, 1985, № 4. С. 25—28.

3.26. Капельсон Л. М., Авдеев И. А., Ларионов В. Ф. Мероприятия по совершенствованию сжигания донецких слабореакционных углей ухудшенного качества на крупных блочных электростанциях. Экспресс-информация. Сер. Эксплуатация и ремонт электростанций. М.: СПО Союзтехэнерго, 1984, вып. 12.

3.27. Шницер И. И. Исследование процесса горения низкосортных газовых углей // Электрические станции, 1984, № 1. С. 9—13.

3.28. Опыт освоения средств очистки поверхностей нагрева котлов П-59 при сжигании подмосковного угля / В. Ф. Панченко, Т. И. Шумилов, Г. Г. Зароченцев, Р. У. Юсупов // Электрические станции, 1981, № 2. С. 23—26.

К главе четвертой

4.1. Костюк А. Г. Низкочастотные колебания крупных турбоагрегатов и влияние на них аэродинамического возбуждения. — Тр. Моск. энерг. ин-та, 1975, вып. 273. С. 6—14.

4.2. Эксплуатация турбинного оборудования. Экспресс-информация. Сер. эксплуатация и ремонт оборудования электростанций и сетей. М.: СПО ОРГРЭС, 1977, № 7 (291).

4.3. Типовая инструкция по принудительному расхолаживанию турбин мощностью 300 и 500 МВт атмосферным воздухом. М.: СПО Союзтехэнерго, 1980.

4.4. Паротурбинные установки атомных электростанций / Под ред. Ю. Ф. Косяка. М.: Энергия, 1978.

4.5. Типовая инструкция по испытанию противоразгонной защиты паровых турбин. М.: СПО Союзтехэнерго, 1984.

4.6. Руководящие указания по проверке систем регулирования основных типов паровых турбин. М.: СЦНТИ Энергонот ОРГРЭС, 1973.

4.7. Фрагин М. С., Волчегорский М. Л. Станционные испытания систем регулирования паровых турбин ЛМЗ // Теплоэнергетика, 1983, № 1. С. 16—18.

4.8. Кульков Э. И., Ковшаров В. А., Савко В. М. Упрощенная методика испытаний турбин К-300-240 ЛМЗ на сброс электрической нагрузки // Энергетик, 1983, № 6. С. 14—15.

4.9. Результаты испытаний мембранного модуля на коллекторах питательных насосов энергоблоков / М. О. Фудеман, Е. Е. Говердовский, Ю. Н. Смирнов, В. Г. Соколов // Электрические станции, 1985, № 7. С. 31—33.

4.10. Перспективы применения смешивающих ПНД в системах регенерации паровых турбин ЛМЗ / В. Ф. Ермолов, В. А. Пермяков, В. К. Рыжков, В. А. Пахомов, Е. С. Кунтин // Теплоэнергетика, 1981, № 12. С. 4—10.

4.11. Курник Л. И., Кондратьев А. Д., Сенигова Л. Е. Повышение надежности и экономичности термических деаэраторов // Энергетик, 1981, № 11. С. 28—30.

4.12. Ефимочкин Г. И., Вербицкий В. Л. Бездеаэраторная тепловая схема энергоблоков 300 МВт // Энергетик, 1983, № 6. С. 4—6.

4.13. Руководящие указания по предотвращению образования минеральных и органических отложений в конденсаторах турбин и их очистке. М.: СЦНТИ ОРГРЭС, 1975.

4.14. Юрченко И. С., Захарова Л. А. Совершенствование конструкций опорных и упорных подшипников турбомашин // Энергетическое машиностроение (НИИЭнформэнерго), 1982, № 5.

4.15. Влияние конструкций надбандажных уплотнений на экономичность турбомашин / А. Г. Костюк, Л. Е. Киселев, С. А. Серков, О. А. Луполо // Теплоэнергетика, 1984, № 4. С. 36—39.

4.16. Похорилен В. Л., Вульфев Е. Э. Схемы принудительного воздушного расхолаживания паровых турбин при остановке // Электрические станции, 1983, № 11. С. 28—31.

4.17. Вншневский М. Г., Ткачев А. И., Маляров Н. И. Совершенствование и опыт эксплуатации системы гидростатического подъема роторов и валоповоротных устройств турбин большой мощности // Энергетическое машиностроение (НИИЭнформэнерго), 1985, № 9.

4.18. Балашов А. М., Лыско В. В. Очистка маслопроводов турбоагрегатов пульсирующими потоками. Экспресс-информация. Сер. Эксплуатация и ремонт электростанций. Вып. 17. М.: СПО Союзтехэнерго, 1983.

К главе пятой

5.1. Водно-химические режимы и надежность металла энергоблоков мощностью 500 и 800 МВт / Под общ. ред. В. Е. Дорожука, В. Б. Рубина. М.: Энергоиздат, 1981.

5.2. Разработка нормативно-технической базы, обеспечивающей повышение расчетного ресурса эксплуатации до 200 тыс. ч элементов котлов и трубопроводов / В. К. Адамович, И. А. Данюшевский, Д. Д. Дорофеев, Б. В. Зверьков // Теплоэнергетика, 1984, № 10. С. 2—4.

5.3. ОСТ 108.031.02-75. Котлы стационарные паровые и водогрейные и трубопроводы пара и горячей воды. Нормы расчета на прочность (1981—1982 гг.). Л.: ЦКТИ.

5.4. Методические указания по наладке паропроводов тепловых электростанций, находящихся в эксплуатации. М.: СПО Союзтехэнерго, 1981.

5.5. Инструкция по контролю за тепловыми перемещениями паропроводов электростанций. М.: СЦНТИ ОРГРЭС, 1972.

5.6. Беляев В. Г. Затворы энергетической арматуры // Энергетическое машиностроение (НИИЭнформэнерго), 1982, № 3.

5.7. Инструкция по контролю за металлом котлов, турбин и трубопроводов (И 34-70-013-84). М.: СПО Союзтехэнерго, 1984.

5.8. Инструкция по эксплуатационному осмотру питательных трубопроводов паровых котлов. М.: СЦНТИ, Энергонот, 1973.

5.9. Бугай Н. В., Шарко А. В. Организация рациональной комплексной системы неразрушающего контроля свойств металлов. — Энергетик, 1984, № 9. С. 6—7.

5.10. Положение о порядке установления сроков дальнейшей эксплуатации элементов котлов, турбин и паропроводов, проработавших свыше нормативного времени (П 34-00-003-84). М.: СПО Союзтехэнерго, 1983.

5.11. Инструкция по контролю и наблюдению за металлом основных деталей паровых турбин высоких и сверхкритических параметров пара в условиях эксплуатации. М.: СЦНТИ ОРГРЭС, 1975.

5.12. Антикайн П. А. Металлы и расчет на прочность котлов и трубопроводов. — 2-е изд., перераб. М.: Энергия, 1980.

5.13. Эрозия деталей паровых турбин / И. П. Фадеев, М. Б. Биржаков, А. И. Масляноко, С. Л. Хавия // Энергетическое машиностроение (НИИЭнформэнерго), 1982, № 6.

5.14. Чернецкий Н. С. Коррозионные повреждения лопаток паровых турбин // Теплоэнергетика, 1984, № 4. С. 68—71.

5.15. Имбрицкий М. И. Надежность арматуры энергетических блоков. М.: Энергия, 1980.

5.16. Методические указания по расчету допустимых разностей температур и скоростей прогрева основных деталей котлов и паропроводов энергетических блоков. М.: СПО Союзтехэнерго, 1983.

5.17. Плоткин Е. Р., Лейзерович А. Ш. Пусковые режимы паровых турбин энергоблоков. М.: Энергия, 1980.

5.18. Антикайн П. А. Продление срока службы элементов котлов и трубопроводов сверх 100 тыс. ч // Теплоэнергетика, 1985, № 5. С. 61—63.

5.19. Проблемы развития и реконструкции тепловых электростанций европейской части СССР / В. И. Доброхотов, Л. А. Мелентьев, Ю. А. Фолин, А. Г. Щеглов // Теплоэнергетика, 1985, № 7. С. 2—6.

К главе шестой

6.1. Горин В. И. Некоторые результаты эксплуатации энергоблоков сверхкритического давления на нейтрально-окислительном водном режиме // Теплоэнергетика, 1983, № 7, с. 2—3.

6.2. Опыт работы энергоблока 300 МВт на нейтрально-кислородном водном режиме / Ю. И. Тимофеев, М. Е. Щицман, К. И. Максимов, Г. Л. Любаев, Л. С. Мидлер, К. Н. Щербакова // Энергетик, 1981, № 7. С. 12—14.

6.3. Носулько Д. Р., Измествев В. А. Водно-химические режимы энергоблоков 800 МВт // Энергетик, 1983, № 11. С. 10—11.

6.4. Временные указания по организации нейтрально-кислородного водного режима на энергоблоках сверхкритического давления. М.: СПО «Союзтехэнерго», 1981.

6.5. Справочник химика-энергетика / Под общ. ред. С. М. Гурвича, Т. И. М.: Энергия, 1972.

6.6. Временное положение по магнитному контролю накипобразования и коррозии парогенерирующих труб котлов тепловых электростанций. М.: СПО Союзтехэнерго, 1980.

6.7. Жгулев Г. В. Новая универсальная тепловая схема энергоблоков СКД, приспособленная к удалению монтажных и эксплуатационных внутренних загрязнений // Энергетическое строительство, 1984, № 10. С. 35—37.

6.8. А. с. № 775356 (СССР). Энергетическая установка / Г. В. Жгулев. Опубл. в Б. И., 1980, № 40.

6.9. Карамова С. М., Ткаленко А. В. Химическая промывка турбины сверхкритических параметров от меднистых отложений // Энергетик, 1983, № 4. С. 14.

6.10. Мамет А. П., Таратута В. А. О способах консервации энергетического оборудования // Теплоэнергетика, 1982, № 2. С. 29—31.

6.11. Типовая инструкция по консервации прямоточных котлов в режиме их останова. М.: СПО Союзтехэнерго, 1978.

6.12. Руководящие указания по углекислотным отмывкам питательного тракта и прямоточных котлов при пуске энергоблоков. М.: СПО Союзэнерго, 1980.

6.13. Жимерин Д. Г. Об итогах внедрения нейтрально-кислородного режима (НКВР) на энергоблоках СКД // Теплоэнергетика, 1984, № 12. С. 71—72.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Введение	4
Глава первая. Режимы пуска и останова блоков	8
1.1. Основные принципы организации режимов пуска блоков	8
1.2. Подготовка блока к пуску	22
1.3. Основные операции при пуске блока	24
1.4. Основные принципы организации режимов останова блоков	31
Глава вторая. Работа блоков под нагрузкой	35
2.1. Работа блоков в стационарных режимах	35
2.2. Работа блоков в диапазоне допустимых нагрузок	42
2.3. Работа блоков на топливах ухудшенного качества	56
Глава третья. Эксплуатация котлов	60
3.1. Эксплуатация газомазутных котлов	69
3.2. Эксплуатация пылеугольных котлов	70
3.3. Особенности эксплуатации пылеугольных котлов при совместном сжигании твердого топлива с мазутом (газом)	104
3.4. Снижение присосов воздуха в топочную камеру и газоходы котлов	107
3.5. Очистка поверхностей нагрева котлов от наружных загрязнений	111
Глава четвертая. Эксплуатация турбинных установок	125
4.1. Эксплуатация паровых турбин	125
4.2. Эксплуатация систем смазывания и автоматического регулирования турбин	137
4.3. Эксплуатация систем подогрева питательной воды	162
4.4. Эксплуатация систем технического водоснабжения	185
Глава пятая. Обеспечение надежности работы металла оборудования	197
5.1. Работоспособность металла оборудования	197
5.2. Работа металла оборудования в нестационарных режимах	200
5.3. Контроль состояния металла оборудования	206
5.4. Обследование и наладка паропроводов	211
5.5. Характерные дефекты и повреждения металла оборудования	214
5.6. Продление срока эксплуатации металла оборудования, отработавшего расчетный срок службы	226
Глава шестая. Водно-химические режимы блоков	227
6.1. Организация водно-химических режимов блока	227
6.2. Эксплуатация блоков на гидразинно-аммиачном водно-химическом режиме	231
6.3. Эксплуатация блоков на нейтрально-кислородном водно-химическом режиме	235
6.4. Организация контроля водно-химических режимов блоков	237
6.5. Состав эксплуатационных отложений и химические очистки пароводяных трактов блоков	240
6.6. Защита пароводяных трактов блоков от стояночной коррозии	247
Список литературы	249